
Google

0. —
are at

HANDBUCH

für

SPECIELLE EISENBAHN-TECHNIK.

Dritter Band.

0. —

aslar

HANDBUCH

für

SPECIELLE EISENBAHN-TECHNIK.

Dritter Band.

HANDBUCH

für

SPECIELLE EISENBAHN-TECHNIK

unter Mitwirkung von Fachgenossen

herausgegeben von

Edmund Heusinger von Waldegg

Oberingenieur in Hannover und Redacteur des technischen Organs des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Dritter Band.

Der Locomotivbau.

Zweite vermehrte und verbesserte Auflage.

Bearbeitet von

W. Basson, W. Bork, A. v. Borries, A. Frank, O. Grove, E. Heusinger von Waldegg, H. Kirchweger, R. Koch, C. Krauss, C. Linde, M. Lochner, G. Meyer und Ch. Strick.

Mit 565 Holzschnittfiguren, einem Sach- und Autoren-Register, sowie einem Atlas von 74 Zeichnungstafeln.

LEIPZIG

Verlag von Wilhelm Engelmann

Vorrede zur zweiten Auflage.

Bereits vor vier Jahren stellte sich das Bedürfniss zu einer neuen Auflage des 3. Bandes unsers Handbuchs heraus und war es eine schwierige Aufgabe für den Herausgeber, neue geeignete Kräfte zu Mitarbeitern in grösserer Zahl zu gewinnen, indem durch den Tod von Professor Kargl in Zürich, Centralinspector Ludw. Becker in Wien und Civilingenieur Alph. Petzholdt in Hannover 10 Capitel neue Bearbeiter erhalten mussten und zwei andere Mitarbeiter bei der ersten Auflage (die Herren Klövekorn und Klinge) theils wegen überhäufter Dienstgeschäfte, theils weil nicht mehr im Eisenbahnbetriebe thätig, nicht weiter mitwirken konnten.

Nach längeren Verhandlungen ist es dem Herausgeber gelungen, folgende Herren für die frei gewordenen Capitel zu gewinnen:

Herr Regierungs-Maschinenmeister A. von Borries in Hannover hat die Capitel »Dampfstrahlpumpen« (früher von Ludw. Becker bearbeitet) und »Maschinen für Personen- und Schnellzüge, für gemischte und Güterzüge etc.« (früher von Alph. Petzholdt bearbeitet) revidirt und dem heutigen Standpunkt der Wissenschaft gemäss ergänzt, zugleich wurden zu ersterem eine neue Zeichnungstafel (XVIII) mit den neuesten Injectoren und zu letzterem 3 neue Zeichnungstafeln (LX, LXIII und LXIV) mit den Normal-Personenzugs- und Güterzugsmaschinen der Preussischen Staatsbahnen und mit 12 verschiedenen neuen Eilzugs- und Güterzugsmaschinen hinzugefügt.

Herr Professor O. Grove in München hat das früher von Herrn Professor Kargl bearbeitete Capitel »Steuerungen der Locomotiven« unter

baues alle neuen Verbesserungen nachgetragen und diese Ergänzungen durch Hinzufügung 3 neuer Zeichnungstafeln (XXIII, XXVI und XXXVII) nebst 44 neuen Textfiguren erläutert. Ferner hat Herr Krauss auch die Revision des anfänglich von Herrn Klinge bearbeiteten XIV. Capitels (bedeckte Führerstände, Communication mit dem Zugpersonal, Sandstreuapparate, Kesselbekleidungen, Aschenkasten, Locomotivlaternen und Werkzeugkasten) übernommen und unter Beifügung einiger neuen Textfiguren die Verbesserungen der Neuzeit nachgetragen.

Endlich hat Herr Maschinenmeister Bork in Erfurt das anfänglich von Petzholdt verfasste XVIII. Capitel (vierrädrige Maschinen mit besonderem Tender und Tendermaschinen für Secundärbahnen) vollständig umgearbeitet und 2 neue Zeichnungstafeln beigegeben, wobei der Herr Verfasser auch die zum Theil im XVI. Capitel bereits behandelten Tendermaschinen für Hauptbahnen nochmals in Betrachtung gezogen hat. Die Redaction hielt es nicht für zweckmässig, nachträglich noch eine Aenderung des Manuscripts und der vollständig zusammengestellten Zeichnungstafeln eintreten zu lassen, da die wiederholte Besprechung der Tendermaschinen für Hauptbahnen von anderem Gesichtspunkte aus erfolgte und manches Neue enthält.

Auch die meisten anderen Capitel erhielten wesentliche Zusätze und Verbesserungen: so hat Herr Professor Grove dem III. Capitel neue Betrachtungen über die Compoundlocomotiven und den Effect der Locomotiven hinzugefügt.

Dem IV. Capitel wurde eine neue Zeichnungstafel (VI) mit neuen Kesselconstructionen, Feuerbüchs- und Feuerthür-Details, sowie eine halbe neue Tafel mit neueren Wasserzeig-Apparaten, Dampfpfeifen und Dampf-Läutewerken beigegeben.

Das VI. Capitel wurde um einen neuen Paragraph (9) Schmiervorrichtungen für die Regulatoren, sowie durch 4 neue Textfiguren (Schmierapparate und Stopfbüchsen-Packungen für Regulatorwellen betreffend) vermehrt.

Herr Obermaschinenmeister Lochner hat das XIII. Capitel (über die Bremsapparate an Locomotiven), von welchen in den letzten Jahren namentlich bei den continuirlichen Bremsen von Westinghouse, Carpenter, Steel, Sanders, Heberlein, Becker, Schrabetz, Smith und Hardy so wichtige Verbesserungen angebracht wurden, gänzlich umgearbeitet und alle diese Constructionen durch die Beigabe von 6 neuen Zeichnungstafeln ausführlich erläutert.

Dem XV. Capitel wurden die Zeichnungen und Beschreibungen der Normaltender der Preussischen Staatsbahnen (durch die neue Zeichnungstafel LVI), sowie des vierrädrigen Normaltenders der Belgischen Staatsbahnen (durch 2 neue Textfiguren erläutert) hinzugefügt.

Ebenso wurde die Geschichte und Statistik der Locomotive bis zu den letzten Jahren ergänzt.

Zum bequemeren Nachschlagen wurde ausser dem Inhaltsverzeichnisse noch ein Sach- und Autorenregister beigegeben.

Obwohl der Druck der ersten Bogen dieser neuen Auflage bereits vor drei Jahren begonnen hatte, konnte derselbe nur langsam vorschreiten, da einzelne Mitarbeiter wegen überhäufter Dienstgeschäfte die Manuscripte nicht zur bestimmten Zeit und regelmässig liefern konnten.

Hannover, Ende Juli 1882.

Edm. Heusinger von Waldegg.

Inhalts-Verzeichniss.

I. Capitel.

Von den mechanischen Wirkungen der Wärme mit besonderer Anwendung auf die permanenten Gase und den Wasserdampf. Disponible Arbeit der Wärmekraftmaschinen. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotiv-Dampfmaschinen.

Bearbeitet von C. Linde, Ingenieur in Wiesbaden, früher Professor an der technischen Hochschule in München.

Hierzu Tafel I und 7 Holzschnitte.

Seite

II. Capitel.

Die widerstehenden und bewegenden Arbeiten bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen.

Bearbeitet von **Georg Meyer**, Professor an der Königl. technischen Hochschule in Berlin.
Hierzu Tafel II und 11 Holzschnitte.

III. Capitel.

Die Locomotive im Allgemeinen und die Entwickelung ihrer Grundverhältnisse.

Bearbeitet von **O. Grove**, Professor an der technischen Hochschule zu München.
Mit 18 Holzschnitten.

IV. Capitel.

Die Construction der Locomotivkessel.

Bearbeitet von W. Basson, Ingenieur in St. Petersburg (früher Obermaschinenmeister der Warschau-Wiener und Warschau-Bromberger Eisenbahnen) und Heusinger von Waldegg, Oberingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel III—XII.

V. Capitel.

Ueber Brennmaterial und Heizung der Locomotiven, Construction der Rauchverbrennungsapparate, Blasrohrvorrichtungen und Locomotivschornsteine.

Bearbeitet von Georg Meyer, Professor an der technischen Hochschule in Berlin.

Hierzu Tafel XIII und XIV.

VI. Capitel.

Ueber Wasserspeiseapparate.

A. Gewöhnliche Pumpen, Condensations-Vorrichtungen etc.

Bearbeitet von Georg Meyer, Professor an der technischen Hochschule in Berlin.

B. Ueber Injectoren.

Bearbeitet für die erste Auflage von Ludwig Ritter von Becker, weil. Central-Inspector der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien,
für die zweite Auflage von Aug. von Borries, Regierungs-Maschinenmeister der Hannover'schen Staatsbahn in Hannover.

Hierzu Tafel XV—XVIII.

VII. Capitel.

Ueber Dampfaufnahme, Dampfdome, Regulator-Vorrichtungen.

Bearbeitet von Ch. Strick, Finanzrath und technischem Mitglied der Generaldirection der Königl. Sächsischen Staatsbahnen in Dresden.

Hierzu die Tafeln XIX—XXI.

VIII. Capitel.

Construction der Cylinder, Stopfbüchsen, Kolben, Dichtungsringe, Kolbenstangenführungen und Kreuzköpfe. Selbstthätige Schmierapparate.

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, weil. Civilingenieur in Hannover.
Für die zweite Auflage neu bearbeitet von Conr. Krauss, Ingenieur in Hannover.

Hierzu die Tafeln XXII—XXVIII.

IX. Capitel.

Die Steuerungen der Locomotiven.

Bearbeitet von O. Grove, Professor an der technischen Hochschule zu München.

Hierzu die Tafeln XXIX bis XXXIII.

X. Capitel.

Ueber Locomotivrahmen, Kesselträger, Zug- und Kuppelungsapparate und Bahnräumer.

Bearbeitet von Heinr. Kirchweger, Maschinendirector a. D. in Hannover, und R. Koch, Ingenieur in Halle.

Hierzu Tafel XXXIV—XXXVII.

XI. Capitel.

Ueber Triebachsen, Kurbelachsen, Radsterne, Kurbel- und Kuppelstangen.

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, weil. Civilingenieur in Hannover.
Für die zweite Auflage umgearbeitet von Conr. Krauss, Ingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel XXXVIII und XXXIX.

XII. Capitel.

Construction der Achsbüchsen, Achsgabelbacken, Stellvorrichtungen, Tragfedern und Balanciers.

Neu bearbeitet von A. Frank, Professor an der technischen Hochschule zu Hannover, unter Benutzung der vorigen von J. Klövekorn, Maschinenmeister der Königl. Preussischen Ostbahn in Bromberg bearbeiteten Auflage dieses Capitels.

Hierzu Tafel XL bis XLIII.

XIII. Capitel.

Ueber die Bremsapparate an Locomotiven.

Bearbeitet von M. Lochner, Obermaschinenmeister der Thüringischen Eisenbahn.

Hierzu Tafel XLIV bis XLIX.

XIV. Capitel.

Bedeckte Führerstände, Communication mit dem Zugpersonal, Sandstreu-Apparate, Kesselbekleidungen, Aschenkasten, Locomotiv-Laternen und Werkzeugkasten.

Erste Auflage bearbeitet von H. Klinge, früherem Obermaschinenmeister der Berliner Nord-Eisenbahn zu Berlin. — Zweite Auflage revidirt von Conr. Krauss, Ingenieur in Hannover.

Hierzu die Tafeln L bis LII.

XV. Capitel.

Construction der Tender.

Bearbeitet von Ch. Strick, Finanzrath und technischem Mitglied der Generaldirection der Sächsischen Staatsbahnen in Dresden.

Hierzu die Tafeln LIII—LVI.

XVI. Capitel.

Maschinen für Personen- und Schnellzüge, für gemischte und Güterzüge, mit Ausschluss der Gebirgs- und Rangirmaschinen.

Erste Auflage bearbeitet von Alphons Petzholdt, weil. Civilingenieur in Hannover.
Zweite Auflage bearbeitet von A. v. Borries, Regierungs-Maschinenmeister in Hannover.

Hierzu Tafel LVII bis LXIV.

* Im Text irrthümlich § 9 u. s. f.

XVII. Capitel.

Gebirgsmaschinen und Construction der beweglichen Radgestelle.

Bearbeitet von R. Koch, Ingenieur in Halle a. d. Saale.

Hierzu die Fig. 22 bis 26 auf Tafel XLI, und Tafel LXV bis LXXII.

XVIII. Capitel.

Vierrädrige Maschine mit besonderem Tender und Tendermaschinen für Haupt- und Secundärbahnen.

Bearbeitet von W. Bork, Maschinenmeister der Thüringischen Eisenbahn in Erfurt.

Hierzu Tafel LXXIII und LXXIV.

Seite

XIX. Capitel.

Geschichte und Statistik der Locomotive, sowie der Locomotivbau-Anstalten und Preise der Locomotiven.

Bearbeitet von Edmund Heusinger von Waldegg, Oberingenieur in Hannover.

Druckfehler im IX. Capitel.

Seite 574 Zeile 8 v. u. sind die Namen Polonceau u. s. w. zu streichen und in Zeile 7 v. u. hinter Meyer zu setzen.

» 578 » 18 v. u. lies $A_l C$ statt $A_l C_m$.
» 579 » 12 v. o. » Fällung statt Füllung.
» 580 » 4 und 5 v. u. lies φ_1 und φ_2 statt C_1 und C_2.
» 581 » 13 v. o. lies sin CED statt sin ECD.
» 581 » 15 v. o. » $\mathfrak{x}_{max}$ statt $\mathfrak{x}m$.
» 587 » 19 v. u. » um i statt um.
» 587 » 5 v. u. » der statt den.
» 588 » 9 v. u. » $6r$ statt 6_r.
» 591 » 13 v. o. » $S_{II}\,CS_{VI}$ statt $S_I\,CS_{II}$.
» 592 » 10 v. o. » $\mathfrak{v}_l$ statt r_l.
» 594 » 1 und 5 v. o. lies $[l^2 + r^2 - a^2 +$ etc. statt $[l^2 - r^2 - a^2 +$ etc.
» 595 » 5 v. u. lies $\delta \pm \beta$ statt $\delta + \beta$.
» 597 » 4 v. o. » den oberen statt oberen.
» 601 » 8 v. u. » U_1 statt U.
» 609 » 6 v. o. » sie statt es.
» 817 » 10 v. o. » ECE' statt ECE_1'.
» 630 » 13 und 18 v. o. lies $\frac{103}{37}$ statt $\frac{37}{103}$.

Tafel XXXII, Fig. 1b ist $e + \mathfrak{v}$ zu streichen.

DER LOCOMOTIVBAU.

I. Capitel.

Von den mechanischen Wirkungen der Wärme mit besonderer Anwendung auf die permanenten Gase und den Wasserdampf. Disponible Arbeit der Wärmekraftmaschinen. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotivdampfmaschinen.

Bearbeitet von

C. Linde,

Ingenieur in Wiesbaden, früher Professor an der technischen Hochschule in München.

(Hierzu Tafel I und 7 Holzschnitte.)

Die Wärme spielt mit den, durch sie bedingten, Erscheinungen eine so wichtige Rolle in der Locomotive, dass die Kenntniss von der Gesetzmässigkeit dieser Erscheinungen für das Verständniss der Wirkungsweise jener Maschine unerlässlich ist. Zwar hat ein Handbuch, wie das vorliegende, nicht die Aufgabe, die Kenntniss von der Gesetzmässigkeit der Naturerscheinungen als Lehre zu reproduciren, der Umstand aber, dass einerseits in neuerer Zeit gerade derjenige Theil der Wärmelehre als »mechanische Wärmetheorie« eine vollständige Umgestaltung erfahren hat, welcher hier besonders in Betracht kommt, nämlich die Lehre von der Umsetzung der Wärme in mechanische Arbeit, und dass andrerseits ein umfangreiches, für den praktischen Gebrauch erforderliches, Formel- und Zahlenmaterial aus eben diesem Gebiete Aufnahme finden musste, liess es zweckmässig erscheinen, in systematischer Entwickelung, wenn auch nicht in streng wissenschaftlicher Folge, das Wichtigste aus dem genannten Theile der Wärmelehre in einem besonderen Capitel zusammenzustellen.

A. Von den mechanischen Wirkungen der Wärme.

§ 1. Gleichwerthigkeit von Wärme und Arbeit. — Es ist bekannt, dass mechanische Arbeit und Wärme jederzeit gegenseitig umgewandelt werden können und dass hierbei dem »Verschwinden« einer bestimmten Arbeits- oder Wärmemenge die Erzeugung einer bestimmten, stets gleich grossen Menge von Wärme beziehungsweise Arbeit entspricht, dass also Arbeit und Wärme gleichwerthig, äquivalent sind und

zwar in der Weise, dass einer Wärmeeinheit oder Calorie (d. i. derjenigen Wärmemenge, welche zur Erhöhung der Temperatur eines Kilogramm Wasser von 0° auf 1° C. erforderlich ist) eine Arbeit von 424 [1]) Meterkilogramm entspricht. Man nennt diese Arbeit das »mechanische Wärmeäquivalent«, den reciproken Werth $\frac{1}{424} = A$ aber das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit. Ein (vielverbreitetes) Missverständniss des Satzes von der Gleichwerthigkeit ist es, wenn man daraus schliesst, dass es möglich sei, aus jeder — etwa durch Feuerung zum Zwecke der Arbeitsleistung in einer Maschine erzeugten — Calorie 424 Meterkilogramm zu gewinnen. Wenn allerdings jeder wirklich umgewandelten Calorie die genannte Arbeitsmenge entspricht, so ist doch, wie unten gezeigt werden soll, die Umwandlung der (einer Maschine) zugeführten Wärmemenge nur theilweise möglich, während ein anderer Theil dieser Wärme als solche die Maschine verlassen muss.

§ 2. Wesen und Wirkungen der Wärme. Wärmezustand. — Die Gleichwerthigkeit von Wärme und mechanischer Arbeit führt zu dem Schlusse, dass auch die Wärme selbst nichts Anderes, als Arbeit sei. Wenn aber einem Körper Wärme zugeführt wird, so kann die Wirkung eines solchen Vorganges entweder bestehen in Temperaturerhöhung — solchermaassen aufgenommene Wärme bezeichnet man als »freie« oder »sensible« — oder in Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Körpertheile, in welchem Falle von »latenter« Wärme gesprochen wird. Die als »freie« Wärme angehäufte Arbeitsmenge in allen erwärmten, somit in allen uns umgebenden Körpern ist aber nur in derjenigen Form denkbar, welche in der Mechanik als »lebendige Kraft« bezeichnet wird, d. h. wir müssen annehmen, dass kleinste materielle Theile in den Körpern, wahrscheinlich deren eigene Bestandtheile, in Bewegungen begriffen sind. Die Arbeit, welche dieser »inneren lebendigen Kraft« entspricht, und welche gleich sein muss den halben Producten aus den Massen der Theile in die Quadrate der Geschwindigkeiten, mit welchen sie sich bewegen, hat man »Schwingungsarbeit« genannt.

Ueber die Natur der als »latente« Wärme aufgenommenen Arbeit giebt § 4 Aufschluss. Was jene Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Theile betrifft, so stellen sie sich zunächst dar als solche im Aggregatzustand und in der Dichtigkeit des Körpers. Da fernerhin in allen thatsächlich vorkommenden Fällen die Körper unter der Einwirkung äusserer Kräfte stehen, welche, die Körper wie mit einer Hülle umgebend, einen gleichmässigen Druck auf ihre Oberfläche ausüben (z. B. Druck der Atmosphäre, Gegendruck von Gefässwänden etc.), einen Druck, der bei den (tropfbar und gasförmig) flüssigen Körpern — mit denen wir uns ausschliesslich zu beschäftigen haben — sich bekanntlich gleichmässig im Innern fortpflanzt, und den wir schlechtweg als »Druck des Körpers« selbst bezeichnen können, so wird überall da, wo den Aenderungen in der Dichtigkeit des Körpers jene Hülle einen veränderlichen Widerstand entgegengesetzt (z. B. den Gegendruck der Wandungen eines Dampfkessels) durch Wärmeveränderungen auch eine Aenderung in dem »Drucke« des Körpers hervorgerufen werden. Es ist somit von der in einem Körper angehäuften Wärmemenge

[1]) Obgleich den neueren Forschungen zufolge der wahre Werth des Wärmeäquivalentes wahrscheinlich etwas grösser ist als 424, so hat der Verfasser doch vorgezogen, vorläufig an dem letzteren Werthe festzuhalten, einmal, weil der grössere Werth noch keineswegs feststeht, und dann, weil die Vergleichung des in diesem Capitel gegebenen Zahlenmaterials mit den numerischen Angaben in den, dem Techniker zugänglichsten, Werken und Arbeiten über Gegenstände aus der mechanischen Wärmetheorie erschwert sein würde.

abhängig: Temperatur, Aggregatzustand, Dichtigkeit oder Volumen und Druck des Körpers. Die Temperatur ist hierbei durch Aggregatzustand, Volumen und Druck vollständig bestimmt, so dass sie bei bekanntem Aggregatzustand lediglich eine Function des Druckes und des Volumens ist. Insoweit nun durch jene drei Kriterien der innere Zustand eines Körpers charakterisirt ist, heisst er der Wärmezustand des Körpers. Bei (tropfbar und gasförmig) flüssigen Körpern ist auch der Aggregatzustand bei gegebenem Volumen und Druck bekannt, so dass für solche Körper der Wärmezustand durch die beiden genannten Kriterien völlig charakterisirt ist.

§ 3. Absolute Temperatur. — In denjenigen Fällen, in welchen mit Wärme-Zuführung (oder Entziehung) eine Aenderung in der Anordnung der kleinsten Theile eines Körpers nicht verbunden ist, in welchen also jene Wärmemenge lediglich Veränderungen der inneren lebendigen Kraft verursacht, findet eine proportionale Erhöhung der Temperatur Statt. Es ist demnach die Temperatur als ein Maass für die als lebendige Kraft im Innern der Körper angehäufte Wärme zu betrachten. Hieraus lässt sich auf den unteren Grenzwerth der Temperatur schliessen. Es muss nämlich der wahre und absolute Nullpunkt der Temperatur dem — durch das Experiment natürlich unerreichbaren — Zustande entsprechen, in welchem die innere lebendige Kraft, in welchem also die Geschwindigkeit der inneren Bewegungen Null ist. Denkt man sich bei zwei beliebigen, in gegenseitiger Berührung stehenden, [also gleiche Temperatur haltenden] Körpern so lange Wärme entzogen, bis jener (ideelle) Zustand eintritt, so wird derselbe offenbar gleichzeitig erreicht werden, da nicht in dem einen Körper noch Wärme enthalten sein kann, während der andere wärmelos ist; es muss also der absolute Nullpunkt für alle Körper derselbe sein. Wie weiter unten (§ 7) gezeigt werden soll, lässt sich die wahrscheinliche Lage dieses absoluten Nullpunktes aus dem Verhalten gewisser Körper innerhalb bekannter Temperaturgrenzen berechnen und findet sich bei —273° nach der Celsius'schen Scala. Die von da aus gezählte Temperatur nennt man die absolute. Die »absolute« Temperatur eines Körpers, welche wir künftig mit T bezeichnen, wird also erhalten, wenn man 273 Grade zu der, in Celsius'schen Graden ausgedrückten Temperatur t addirt.

§ 4. Aeussere und innere Arbeit. — Wenn mit Wärme-Zuführung (oder Entziehung) Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Theile eines Körpers verbunden sind, so ändert sich seine Temperatur im Allgemeinen nicht proportional mit der zu- oder abgeleiteten Wärmemenge. Ja es ist bekanntlich in bestimmten Fällen Wärmezuführung ohne irgend eine Aenderung der Temperatur möglich. In solchen Fällen wird offenbar die zugeführte Wärme entweder gar nicht oder nur theilweise als lebendige Kraft von dem Körper aufgenommen, sie wird vielmehr ganz oder theilweise in anderer Weise, zu anderen Arbeitsverrichtungen absorbirt. Dies ist in zweierlei Richtung denkbar. Einerseits sind im Innern der Körper (anziehende) Kräfte wirksam, welche bei Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Theile überwunden oder frei werden, also Arbeitsconsum oder Gewinn herbeiführen müssen. Die hierzu erforderliche Wärmemenge bezeichnen wir als »innere latente Wärme«. Dies wird vorzüglich bei Aenderungen des Aggregatzustandes der Fall sein. Andererseits wirken im Allgemeinen, wie oben gezeigt wurde, von aussen her Kräfte auf die Oberfläche der Körper, welche in den Fällen Arbeits-Verbrauch oder Gewinn verursachen werden, in welchen mit der Wärme-Zuführung oder Ableitung Volumveränderungen des Körpers verbunden sind. Wir nennen die, dieser Arbeit entsprechende, Wärmemenge die »äussere latente Wärme«. Die Gesammtarbeit, welche der Veränderung in der Anordnung der kleinsten Theile entspricht, hat man »Disgregationsarbeit« genannt.

Führt man einem Körper Wärme zu, so ist also im Allgemeinen eine dreifache Art der Aufnahme und Umsetzung möglich: 1) Die innere lebendige Kraft kann erhöht werden. Bei Zuführung der unendlich kleinen Wärmemenge dQ betrage diese Erhöhung dW. 2) Zur Ueberwindung der inneren, auf die kleinsten Theile wirkenden Kräfte wird bei Aenderungen in der Anordnung der ersteren eine Arbeit verbraucht, welche der vorigen Bezeichnung analog durch dJ ausgedrückt werden soll. 3) Zur Ueberwindung der von aussen auf die Oberfläche der Körper wirkenden Kräfte wird bei Volumveränderungen Arbeit (dL) verrichtet werden.

Dem Gesetze von der Aequivalenz von Wärme und Arbeit zufolge lässt sich der vorstehende Satz rechnerisch ausdrücken, wie folgt:

$$dQ = A[dW + dJ + dL] \dots . \quad 1^a)$$

Die beiden ersten Glieder repräsentiren die Arbeit, welche im Innern des Körpers aufgenommen und verrichtet wurde. Man nennt ihre Summe ($dW + dJ = dU$) »innere Arbeit« im Gegensatz zu der ausserhalb des Körpers verrichteten Arbeit dL, welche man demgemäss die »äussere Arbeit« nennt. Die Gleichung 1ª) lässt sich nun auch schreiben:

$$dQ = A(dU + dL) \dots . \quad 1)$$

Die vorstehende Auseinandersetzung liess erkennen, dass nicht mit jeder Wärmezuführung die drei Arten von Arbeitsverrichtung gleichzeitig verbunden sein müssen.

Für die quantitative Bestimmung derjenigen Wärmemengen, welche zu innerer und zu äusserer Arbeit bei Veränderungen des Wärmezustandes verbraucht werden, lassen sich folgende allgemeine Grundsätze aufstellen. Da (nach § 2) durch Volumen und Druck der Wärmezustand und die in dem Körper (als innere lebendige Kraft und als innere latente Wärme) angehäufte Wärmemenge fixirt ist, so ist zur Kenntniss der bei einer Veränderung des Wärmezustandes zu innerer Arbeit verwendeten Wärmemenge lediglich die Kenntniss des Volumens v und Druckes p am Anfang und am Ende der Zustandsänderung erforderlich. Man kann demnach, da die innere Arbeit (U) eines Körpers eine Function von p und v ist, schreiben: $U = F(p, v)$ und für die Veränderung der inneren Arbeit, wenn der Körper aus dem Zustande p_1, v_1 in den Zustand p_2, v_2 übergeführt wird: $F(p_2, v_2) - F(p_1, v_1)$. Die zu äusserer Arbeit verbrauchte Wärmemenge wird nur dann bestimmbar sein, wenn bekannt ist, in welcher Weise sich mit dem Volumen der Druck geändert hat, da ja die äussere Arbeit L dem jeweiligen Product aus beiden Grössen gleich ist. Ist dv die, der äusseren Arbeit dL entsprechende, Volumveränderung, und p der für diese unendlich kleine Volumveränderung als constant angesehene Druck, so schreibt sich $dL = p\,dv \dots .$ 2) und $L = \int p\,dv$, welches Integral zu seiner Auflösung eben die Kenntniss von dem Gesetze der Veränderlichkeit von p mit v verlangt.

§ 5. Allgemeines über die wichtigsten umkehrbaren Wärmezustandsänderungen. — Unter einer Wärmezustandsänderung hat man nach bereits bekannter Definition zu verstehen eine Aenderung des Druckes oder des Volumens oder der beiden Zustandskriterien eines Körpers gleichzeitig. Als allgemeine Gleichung für Zustandsänderungen ist im § 4 aufgestellt worden: $dQ = A(dU + dL)$ oder innerhalb der Grenzen U_1 und U_2 integrirt: $Q = A(U_2 - U_1 + L)$, wobei Q die verbrauchte oder frei gewordene Wärmemenge in Calorien, A das Wärmeäquivalent, $U_2 - U_1$ die verrichtete oder frei gewordene innere, L die analoge äussere Arbeit bezeichnet. Hierbei bestimmte sich $U_2 - U_1$ (in später näher auszuführender Weise) aus der Kenntniss

des Druckes und Volumens am Anfang und Ende der Zustandsänderung, für die Bestimmung von L aber musste bekannt sein, in welcher Weise der Druck sich mit dem Volumen geändert habe. Vor Allem wird es also nothwendig sein, dass nicht (etwa durch plötzliche Druckentlastungen oder Belastungen) beachtenswerthe und ihrer Grösse nach unbekannte Differenzen zwischen dem äusseren und inneren Drucke des Körpers hervorgerufen werden. Wir setzen demnach zunächst voraus, dass der Druck ausser- und innerhalb des Körpers völlig oder nahezu gleich sei. Unter dieser Voraussetzung werden wir im Stande sein, einerseits bestimmte Zustandsänderungen Schritt für Schritt zu verfolgen, und andrerseits dieselben auch in umgekehrter Richtung durchgeführt zu denken, wobei Alles Geltung behalten wird, was rechnerisch für die Durchführung in der einen Richtung gefunden ist. Eine in der angedeuteten Weise stattfindende oder gedachte Zustandsänderung nennt man deshalb eine umkehrbare.

Es sollen nun diejenigen speciellen Fälle allgemein betrachtet werden, welche besondere praktische Bedeutung haben. Die Betrachtung wird wesentlich unterstützt durch Anwendung einer graphischen Methode zur Darstellung der zu Grunde liegenden Vorgänge. Denken wir uns (Fig. 1) in einem ebenen Coordinatensystem das jeweilige, auf die Gewichtseinheit bezogene, d. i. das specifische Volumen des Körpers, welcher der Zustandsänderung unterliegt, als Abscisse, den zugehörigen, auf die Flächeneinheit bezogenen, d. i. den specifischen Druck aber als Ordinate aufgetragen, so wird die Verbindung aller Endpunkte der Ordinaten eine Curve AB liefern, welche den Verlauf der Zustandsänderung insofern darstellt, als sie ein Bild von dem Gesetze der Veränderung von p mit v giebt. Gleichzeitig repräsentirt die, durch die Curven AB abgeschlossene (schraffirte) Fläche das Product aus den jeweiligen Drücken des Körpers mit den zugehörigen Volumdifferenzen, d. i. mit den Wegen, auf welchen die Drücke wirksam sind; mit anderen Worten: es stellt die Fläche $ABCD$ die, der Zustandsänderung entsprechende, äussere Arbeit ($L = \int p\,dv$) dar. Die Möglichkeit, die Punkte A und B durch unendlich viele verschiedene Curven zu verbinden, spricht graphisch dasselbe aus, wie die Gleichung $L = \int p\,dv$, dass nämlich zur Bestimmung der äusseren Arbeit das Gesetz von der Veränderlichkeit des Druckes mit dem Volumen bekannt sein muss.

Fig. 1.

Wir denken uns nun unter folgenden Umständen je mit der Gewichtseinheit eines Körpers Wärmezustandsänderungen vorgenommen:

1) $v = $ Const. Bei Erwärmung eines Körpers ohne Volumveränderung findet eine, der ganzen zugeführten Wärmemenge äquivalente, Erhöhung der inneren Arbeit Statt, da hierbei äussere Arbeit nicht verrichtet wird. Man erhält daher: $Q = A(U_2 - U_1)$, wenn U_1 die innere Arbeit bei Beginn, U_2 diejenige am Ende der Zustandsänderung bedeutet. Dargestellt wird dieser Vorgang durch eine gerade, der Ordinatenachse parallele, Linie.

2) $p = $ Const. Wird bei constantem Drucke das Volumen eines Körpers verändert, so ist die Curve der Zustandsänderung eine der Abscissenachse parallele, gerade Linie. Die äussere Arbeit L aber wird dargestellt durch ein Rechteck von der Länge

$v_2 - v_1$ und der Höhe p, wenn v_1 und v_2 Anfang- und Endvolumen bezeichnen, und es ist: $L = p(v_2 - v_1)$. Für die Wärmezuführung hat man:

$$Q = A(U_2 - U_1 + p(v_2 - v_1)).$$

3) $T =$ Const. Wird die Wärmezuführung oder Ableitung so regulirt, dass die Temperatur constant erhalten wird, so führt die Curve der entsprechenden Zustandsänderung den Namen: isothermische Curve.

4) $U =$ Const. Die Curve, welche eine Zustandsänderung darstellt, bei welcher keinerlei Veränderung der inneren Arbeit stattfindet, heisst die isodynamische. Für solche Zustandsänderungen gilt: $Q = AL$, da $U_2 - U_1 = o$ ist.

5) $Q = o$. Findet eine Volumveränderung ohne Zuführung oder Ableitung von Wärme Statt, so wird die entsprechende äussere Arbeit der Veränderung der inneren Arbeit gleich sein. Man hat also: $L = U_1 - U_2$. Die, diesen Vorgang darstellende Curve heisst die adiabatische.

Um für irgend einen Körper die Untersuchung einer der angedeuteten Zustandsänderungen rechnerisch durchzuführen, muss nun aber das Verhalten des Körpers insofern experimentell ermittelt sein, dass man 1) das Gesetz von dem allgemeinen Zusammenhang zwischen seiner Temperatur, seinem Volumen und Drucke kennt und 2) weiss, welche Wärmemengen zu bestimmten Aenderungen seiner inneren Arbeit und zwar einerseits seiner inneren lebendigen Kraft und andererseits seiner inneren latenten Wärme erforderlich sind.

In den folgenden Paragraphen sollen nun für die permanenten Gase und für den Wasserdampf diese Gesetze entwickelt und zur Untersuchung jener Zustandsänderungen angewendet werden.

B. Die permanenten Gase.

§ 6. Wesen der permanenten Gase. — Diejenigen Gase, welche früher weder durch Abkühlung, noch durch Compression in den tropfbaren oder festen Zustand übergeführt werden konnten, hat man permanente Gase genannt. Neuerdings ist bekanntlich diese Ueberführung für alle Gase gelungen. Es unterscheiden sich also die »permanenten« Gase von den »Dämpfen« lediglich durch die relative Lage des Condensationspunktes, so dass eine scharfe Grenze zwischen den beiden überhaupt nicht besteht. Wir rechnen zu den »permanenten« Gasen diejenigen Körper, welche bei den Wärmezuständen, wie sie in gewöhnlichen Verhältnissen (insbesondere für alle technischen Zwecke) in Betracht kommen, so weit von ihrem Condensationspunkte entfernt sind, dass die inneren (anziehenden) Kräfte zwischen ihren kleinsten Theilen keinen bemerkbaren Einfluss mehr ausüben und für die Untersuchung von Wärmezustandsänderungen vernachlässigt werden können, während wir als »Dämpfe« die Gasform solcher Körper bezeichnen, bei welchen innerhalb der für uns in Betracht kommenden Zustandsgrenzen jene inneren Kräfte noch eine erhebliche Rolle spielen. Bei den »permanenten« Gasen wird sich sonach die Frage nach der Wärmemenge, welche zu bestimmten inneren Veränderungen erforderlich ist, auf die zu einer bestimmten Temperaturerhöhung nöthige Wärme reduciren. In der allgemeinen Gleichung (1^a) $dQ = A(dW + dJ + dL)$ wird hier: $dJ = o$, somit $dU = dW =$ Veränderung der inneren lebendigen Kraft.

§ 7. Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Volumen. — Die permanenten Gase sind die einzigen Körper, bei welchen das Gesetz von dem Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Volumen bekannt ist und zwar ist es

das Gesetz von Mariotte und Gay-Lussac, welches über diese Frage Aufschluss giebt. Bezeichnen t_1, p_1 und v_1 die Temperatur, den specifischen Druck und das specifische Volumen eines permanenten Gases für einen bestimmten Anfangszustand, und gelten t, p und v als analoge Bezeichnungen für einen anderen Zustand desselben Gases, so lässt sich das genannte Gesetz in der Form ausdrücken:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1} \quad \ldots \quad 3^a)$$

Hierbei ist α der Ausdehnungscoëfficient des Gases, d. i. derjenige Theil seines Volumens bei 0° C und bei atmosphärischem Druck, um welchen das Gas bei der Erhöhung seiner Temperatur um einen Grad unter constantem Drucke sich ausdehnt. Die experimentelle Untersuchung hat ergeben, dass α für alle permanenten Gase und bei allen (zugänglichen) Temperaturen nahezu gleich gross und zwar für Celsius'sche Grade: $\alpha = \frac{1}{273}$ ist. Unter Einsetzung dieses Werthes schreibt sich die vorige Gleichung auch:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{273 + t}{273 + t_1} \quad \ldots \quad 3^b)$$

Hieraus ergiebt sich aber die Beziehung: $\frac{p v}{273 + t} = \frac{p_1 v_1}{273 + t_1} = \text{Const.} = R$, so dass unser Gesetz in der dritten Form geschrieben werden kann:

$$p v = R (273 + t) \text{ oder } \frac{p}{\gamma} = R (273 + t) \quad \ldots \quad 3^c)$$

wenn γ die Dichtigkeit (d. i. das Gewicht der Cubikeinheit) bedeutet. Für zwei verschiedene permanente Gase von der Dichtigkeit γ_1 und γ_2 findet sich fernerhin das Verhältniss der Constanten R_1 und R_2 demgemäss: $\frac{R_1}{R_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$.

Nach Regnault's Versuchen sind für die permanenten Gase die Werthe von R folgende:

	Werthe von γ	Werthe von R
Atm. Luft	1,29318	29,272
Stickstoff	1,25616	30,134
Sauerstoff	1,42980	26,475
Wasserstoff	0,08957	422,612

Das vorstehende Gesetz von dem Verhalten der permanenten Gase ist es gewesen, welches zu der, im § 3 angedeuteten, Bestimmung des »absoluten« Nullpunktes der Temperatur geführt hat. Aus Gleichung 3^c) findet sich nämlich einerseits:

$$\frac{p_1 v_1}{R} - \frac{p v}{R} = t_1 - t,$$

d. h. die Veränderungen des Werthes $\frac{p v}{R}$ sind denen der Temperatur proportional, es ist also der Werth $\frac{p v}{R}$, wie die Temperatur selbst, ein Maass für die innere lebendige Kraft unserer Gase. Andrerseits hat man: $\frac{p v}{R} = 273 + t$, d. h. derjenige Temperaturwerth t_0, bei welchem der Werth $\frac{p v}{R}$, also auch die innere lebendige

§ 9. Verhalten der permanenten Gase bei den wichtigsten Zustandsänderungen. — Nachdem in den vorstehenden Paragraphen die Vorfragen erledigt sind, sollen diejenigen Zustandsänderungen der Gase untersucht werden, welche besondere praktische Bedeutung haben, und zwar in der durch § 5 aufgestellten Reihenfolge. Hierbei sollen jeweilen beantwortet werden die Fragen: a) nach dem Verlauf der Curve der Zustandsänderung, b) nach der zuzuführenden oder abzuleitenden Wärmemenge, c) nach der verbrauchten oder gewonnenen äusseren Arbeit.

1) Erwärmung bei constantem Volumen v von T_1 auf T_2. a) Die Curve dieser Zustandsänderung ist eine der Ordinatenachse parallele und von derselben um die Grösse v entfernte, gerade Linie, deren Endpunkte durch die Grösse des (bekannten) Anfangsdruckes p_1 und des Enddruckes p_2 bestimmt werden. Letzterer findet sich aus Gleichung 3): $p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1}$. b) Die zuzuführende Wärmemenge ist gleich der specifischen Wärme c des Gases »bei constantem Volumen«, multiplicirt mit der Temperaturdifferenz, also $Q = c(T_2 - T_1)$. c) Aeussere Arbeit wird selbstverständlich nicht verrichtet.

2) Erwärmung unter constantem Drucke p von T_1 auf T_2. a) Die Curve dieser Zustandsänderung ist eine, der Abscissenachse parallele und von derselben um die Grösse p entfernte, gerade Linie, deren Endpunkte dem (bekannten) Anfangsvolumen v_1 und dem resultirenden Volumen v_2 entsprechen, wobei $v_2 = v_1 \frac{T_2}{T_1}$. b) Die zuzuführende Wärmemenge ist gleich der specifischen Wärme c_p des Gases multiplicirt mit der Temperaturdifferenz, also $Q = c_p(T_2 - T_1)$. c) Die gewonnene äussere Arbeit aber findet sich: $L = p(v_2 - v_1)$.

3) Isothermische und isodynamische Zustandsänderung der Gase. Diese beiden Zustandsänderungen sind für die permanenten Gase identisch, weil, wie oben dargelegt, die Veränderungen der inneren Arbeit bei diesen Gasen lediglich in solchen der inneren lebendigen Kraft, resp. der Temperatur bestehen. Es fallen also die Bedingungen: constante Temperatur und constante innere Arbeit hier zusammen. Wir haben für beide Zustandsänderungen das gleiche Gesetz: $pv = RT =$ Const. a) Die Curve der Zustandsänderung ist dieser Gleichung zufolge eine gleichseitige Hyperbel, deren Assymptoten mit den Coordinatenachsen zusammenfallen und welche für ein bestimmtes T ohne Weiteres darstellbar ist. b) Die zuzuführende Wärmemenge lässt sich bestimmen, wie folgt: Gleichung 1) lautete: $dQ = A(dU + dL)$. Da eine Veränderung der inneren Arbeit nicht stattfinden soll, so hat man $dU = o$, also nach ausgeführter Integration $Q = AL$. Durch Substitution des Werthes aus Gleichung 2) und Einführung der Grenzen v_1 und v_2 wird: $Q = A\int_{v_1}^{v_2} p\,dv$. Es ist aber $p = \frac{RT}{v}$,

somit: $$Q = ART\int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v}, \text{ woraus } Q = ART \log \frac{v_2}{v_1}$$

oder da: $$RT = p_1 v_1 = p_2 v_2,$$

$$Q = Ap_1 v_1 \log \frac{v_2}{v_1} = Ap_2 v_2 \log \frac{v_2}{v_1}.$$

c) Die **äussere Arbeit** ist dem Aequivalente dieser Wärme gleich, also:

$$L = RT \log \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \log \frac{v_2}{v_1}.$$

4) **Expansion ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme.** a) **Adiabatische Curve.** Das Gesetz, welches für diesen Fall die Veränderungen von p mit v bestimmt, findet sich folgendermaassen:

In der Gleichung $Q = A(dU + dL)$ stellt bekanntlich das erste Glied dU die Veränderung der inneren Arbeit dar, bei permanenten Gasen also der inneren lebendigen Kraft oder der Temperatur. Für die Erwärmung um einen Grad ist also das Aequivalent der Veränderung der inneren Arbeit ohne Weiteres gleich der specifischen Wärme (bei constantem Volumen) c; für die Erwärmung um dt, welche der Wärmezuführung dQ entspreche, ist dieses Aequivalent somit: cdt. Setzen wir noch $dL = pdv$, so lautet unsre Gleichung: $dQ = cdt + Apdv$.

Durch Differentiation der Gleichung: $pv = R(a + t)$ erhält man aber: $dt = \frac{1}{R}(pdv + vdp)$, somit: $dQ = \frac{c}{R} vdp + \frac{c}{R} pdv + Apdv$.

Gleichung 4) enthält die Bezeichnung: $\frac{AR}{c} + 1 = k$. Unter Benutzung derselben schreibt sich: $dQ = \frac{c}{R}[vdp + kpdv] \ldots . 5)$

Da wir in unserm Falle Wärme weder zuführen, noch ableiten, so ist $dQ = o$, und wir erhalten, indem wir mit $\frac{R}{cpv}$ multipliciren: $\frac{dp}{p} + k\frac{dv}{v} = o$. Integriren wir schliesslich diese Gleichung, so ergiebt sich: $pv^k = \text{Const.}$ Hat man für den Anfang p_1 und v_1, für das Ende p_2 und v_2, so ist also auch: $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{Const.} \ldots . 6^a)$. Dies ist das gesuchte Gesetz der Veränderlichkeit von p mit v bei der adiabatischen Curve. Für den praktischen Gebrauch lässt sich diese Gleichung in folgenden Formen schreiben, wenn $k = 1{,}41$ gesetzt wird:

$$\left.\begin{aligned} \frac{p_1}{p_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1,41} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{3,439} \\ \frac{v_1}{v_2} &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,7093} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{2,439} \\ \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{0,41} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0,2907} \end{aligned}\right\} \ldots . 6)$$

b) Da **Wärme** weder zu- noch abgeleitet wird, so ist c) die verrichtete **äussere** Arbeit der Verminderung der inneren lebendigen Kraft gleich. Das Aequivalent dieser Verminderung beträgt aber: $c(T_1 - T_2)$, somit: $L = \frac{c}{A}(T_1 - T_2) = \frac{cT_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$, oder unter Einsetzung der Werthe: $T_1 = \frac{p_1 v_1}{R}$ und $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{0,41} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,2907}$

$$\left.\begin{aligned} L &= \frac{c}{AR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{0,41}\right] \\ \text{oder:} \quad & \\ L &= \frac{c}{AR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,2907}\right] \end{aligned}\right\} \ldots . 6^a)$$

Es bedarf nicht des besonderen Nachweises, dass Alles, was für diese Zustandsänderungen bei Erwärmung und Volumenvergrösserung gefunden worden ist,

auch für die Durchführung in umgekehrter Richtung gültig bleibt. Nur hat man es je statt mit Arbeitsgewinn mit Arbeitsverbrauch, statt mit Wärmeverbrauch aber mit Wärmegewinn zu thun. Solchen Arbeitsverbrauch und Wärmegewinn pflegt man in der Rechnung durch das negative Vorzeichen zu charakterisiren. Es wird also bei Durchführung der betrachteten Zustandsänderungen unter Abkühlung und Compression a) die Curve der Zustandsänderung dieselbe bleiben, b) die Wärmemenge Q und c) die Arbeit L negativ ausfallen.

C. Der Wasserdampf.

§ 10. — In § 6 ist bereits auseinandergesetzt worden, dass man die Körper in der Gasform als »Dämpfe« bezeichne, solange sie zwischen ihrem Condensationspunkte und zwischen derjenigen — keineswegs bestimmten — Grenze des Wärmezustandes sich befinden, bei welcher der Einfluss der inneren anziehenden Kräfte verschwindend klein wird.

Der Uebergang eines Körpers vom tropfbaren in den gasförmigen Zustand findet Statt, wenn die Wirkung der Wärme die Summe der inneren (anziehenden) Kräfte und des äusseren Druckes überwindet. Es geht hieraus ohne Weiteres hervor, dass für einen bestimmten Körper dieser Uebergangspunkt (der »Siedepunkt« oder, beim Uebergang aus dem gasförmigen in den tropfbaren Zustand, der »Condensationspunkt«) lediglich von der Grösse des äusseren Druckes abhängig ist. So lange sich ein Körper in diesem Zustande des Gleichgewichtes zwischen der Wärme und jenen Kräftesystemen befindet, und es ist dies zunächst der Fall, so lange er mit seiner Flüssigkeit (so nennen wir ihn kurzweg in der tropfbaren Form) in unmittelbarer Berührung steht, so werden sich Temperatur und Druck gegenseitig absolut bestimmen. Es leuchtet fernerhin ein, dass das Dampfgewicht der Cubikeinheit d. i. die Dichtigkeit in solchem Falle gleichfalls durch Temperatur oder Druck völlig bestimmt wird. Es wird also dann weder eine Vergrösserung des Druckes noch der Dichtigkeit ohne gleichzeitige Erhöhung der Temperatur möglich sein, es befindet sich für eine gewisse Temperatur der Dampf im Maximum der Spannung und der Dichtigkeit. So lange die Dämpfe sich in diesem Zustande befinden, nennt man sie gesättigt. Wird hingegen bei einem von seiner Flüssigkeit hinsichtlich des Wärmezustandes getrennten Dampfe die Temperatur erhöht oder bei unveränderter Temperatur sein Druck und seine Dichtigkeit vermindert, so hört jener Uebergangszustand und jener unmittelbare Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Dichtigkeit auf. Der Dampf ist dann »überhitzt«. Es ist jetzt eine Aenderung des Druckes oder der Dichtigkeit ohne gleichzeitige Aenderung der Temperatur möglich. Es nähern sich die überhitzten Dämpfe in ihrem Verhalten demjenigen der »permanenten« Gase und zwar um so mehr, je weiter sie sich von ihrem Condensationspunkte entfernen; thatsächlich sind ja den früheren Darlegungen zufolge die permanenten Gase nichts Anderes, als stark überhitzte Dämpfe, so dass die gesättigten Dämpfe einerseits und die permanenten Gase andrerseits als in Grenzzuständen befindlich zu betrachten sind, in deren Mitte die überhitzten Dämpfe liegen.

Es muss der vorstehenden Darlegung zufolge die Betrachtung von dem Verhalten der gesättigten Dämpfe geschieden werden von derjenigen der überhitzten Dämpfe. Der weitaus überwiegenden Wichtigkeit wegen sollen jene zuerst und viel ausführlicher behandelt werden als die letzteren. Ausserdem beschränken wir uns auf die

Betrachtung der Wasserdämpfe, wenn auch theilweise die anzustellenden Untersuchungen gemeinsame Geltung für die gesättigten Dämpfe haben. Wenn dies nicht durchweg der Fall sein kann, wie bei den permanenten Gasen, so rührt dies daher, dass die Kenntniss der Gesetze vom Verhalten der Dämpfe noch nicht die Vollständigkeit erreicht hat, wie für jene Gase. Während dort in einigen einfachen und übersichtlichen Ausdrücken jene Gesetze zusammengefasst werden konnten, stösst man hier auf Schwierigkeiten. Ohne Zweifel sind dieselben für die Dämpfe nicht so einfacher Natur, wie für die permanenten Gase, weil die Dämpfe sich nahe bei jenem Zustande befinden, wo die Wirkung der Wärme mit den inneren (anziehenden) Kräften im Gleichgewicht steht, weil also diese inneren Kräfte, welche wir bei den permanenten Gasen als verschwindend klein betrachten dürfen, hier eine hervorragende Rolle spielen werden. Man hat es bei den Zustandsänderungen der Dämpfe im Allgemeinen mit Uebergängen aus dem tropfbaren in den gasförmigen Zustand und umgekehrt zu thun und kann deshalb nicht erwarten, dass die Untersuchungen denselben einfachen Charakter haben werden, wie bei Körpern, die ihren Aggregatzustand nicht ändern.

Trotz der unvollständigen Kenntniss von den Gesetzen, welchen die Dämpfe folgen, ist man übrigens im Stande, alle technisch wichtigen Fragen zu beantworten und zwar aus dem Grunde, weil das Experiment ein genügendes Zahlenmaterial geliefert hat. Wir müssen uns vielfach statt des Ausdruckes für den gesetzmässigen Zusammenhang der Tabellen bedienen und uns mit der Möglichkeit begnügen, den einzelnen Fall mit Hülfe dieser Tabellen untersuchen zu können. Auf diesem Wege lassen sich zunächst auch die am Schlusse des § 5 bezeichneten Vorfragen für die Untersuchung von Zustandsänderungen beantworten, was in den nächstfolgenden Paragraphen geschehen soll.

§ 11. Temperatur, Spannung und Dichtigkeit der gesättigten Dämpfe. — Der vorige Paragraph hat bereits gezeigt, dass bei gesättigten Dämpfen einer bestimmten Temperatur nur ein bestimmter Druck und eine bestimmte Dichtigkeit entsprechen könne, dass also jede dieser Grössen eine Function der andern sei, so dass wir schreiben können $p = f(T)$ und $\gamma = \varphi(T)$. Es ist noch nicht gelungen, auf theoretischem Wege die Form dieser Functionen zu finden, wogegen wir allerdings die Werthe von p und γ, welche bestimmten Temperaturen entsprechen, aus Versuchen kennen.

Was zunächst die Beziehung zwischen Temperatur und Spannung betrifft, so sind es vorzugsweise die Versuche von Regnault (bestätigt durch Magnus), welche hierüber Aufschluss geben. Die Resultate dieser Versuche sind zur Aufstellung einer grossen Menge von empirischen Formeln benutzt worden. Die wichtigste unter denselben ist die Interpolationsformel, welche Regnault und Zeuner zur Berechnung ihrer Tabellen benutzt haben. Statt hier dieselbe oder eine andere empirische Formel wiederzugeben, verweisen wir einerseits auf die beiden ersten Columnen der beiden »Haupttabellen für gesättigte Wasserdämpfe« am Schlusse dieses Capitels, deren erste — ausgehend von der Spannung der Dämpfe in Atmosphären à 760 mm Quecksilbersäule — von Zeuner berechnet ist, während für die zweite (nach Fliegner, jedoch unter Beibehaltung von $A = \frac{1}{424}$) die Spannungen in Atmosphären à 1 Kilogramm p. qcm zu Grunde gelegt sind, sowie auf Tafel I, welche den Verlauf der Druckcurve für die Temperaturen von 50° bis 200° C. oder umgekehrt der Temperaturcurve für die Spannungen von $^1/_{10}$ bis zu 14 Atmosphären darstellt.

Die Beziehung zwischen Temperatur und Dichtigkeit der gesättigten Wasserdämpfe ist aus zweierlei Versuchsreihen bestimmbar. Einerseits sind Versuche (von Fairbairn und Tate) zur directen Bestimmung der Dichtigkeit angestellt, andererseits sind, wie die §§ 13 und 20 zeigen, auf einem Umwege die Resultate von Versuchen benutzt worden, welche zur Ermittelung der Verdampfungswärme angestellt worden waren. Die Haupttabellen, sowie die Tafel I geben die auf letzterem Wege gefundenen Resultate, welche mit den direct gefundenen in befriedigender Uebereinstimmung stehen.

Die Beziehung zwischen der Spannung und der Dichtigkeit lässt sich nach Zeuner sehr annähernd zusammenfassen in die Formel:

$$p s^n = p_1 s_1{}^n = \text{Const.} \quad \ldots . \quad 7)$$

wobei $s = \frac{1}{\gamma}$ das specifische Volumen des gesättigten Wasserdampfes für die in Atmosphären ausgedrückte Spannung p bedeutet, sowie $n = 1{,}0646$ und $ps^n = 1{,}704$ zu setzen ist.

Die ältere Navier'sche Formel: $\gamma = \alpha + \beta p$, worin α und β innerhalb gewisser Druckgrenzen constante Werthe sind, ist auf der, nicht zutreffenden, Annahme basirt, dass die Dichtigkeit der Dämpfe in gleicher Weise von der Temperatur und dem Druck abhängig sei, wie bei den permanenten Gasen. Es liefert deshalb diese Formel Werthe, welche beträchtlich von den wahren abweichen.

§ 12. Freie und latente Wärme des Wasserdampfes. — Zur Beantwortung der Frage: — Welche Wärmemengen sind der Gewichtseinheit Wasser zuzuführen, um bestimmte Aenderungen des Wärmezustandes hervorzurufen? — besitzen wir wiederum nicht einfache, auf theoretischer Grundlage stehende Ausdrücke, sondern nur Versuchsresultate und die daraus gewonnenen empirischen Formeln. Es ist früher schon gezeigt worden, dass die Frage nach der Wärmemenge, welche nöthig ist, um eine bestimmte Zustandsänderung zu veranlassen, nur dann eine absolute Beantwortung zulässt, wenn dieselbe nicht mit einer Aenderung des Volumens verbunden ist. Wird dagegen das Volumen verändert, so kann jene Frage nur dann beantwortet werden. wenn bekannt ist, wie der Druck sich hierbei verhalten hat, weil hiervon die mit in Frage kommende äussere Arbeit abhängig ist. Versuchsresultate werden also nur dann verwendbar sein, wenn sie über diesen Punkt vollen Aufschluss geben.

Regnault ist es wiederum, dem die vollständigste und zuverlässigste Durchführung von Versuchen in dieser Richtung zu danken ist. Es wurde von ihm in erster Linie die specifische Wärme des Wassers, d. i. die Wärmemenge ermittelt, welche der Gewichtseinheit Wasser zuzuführen ist, um eine bestimmte Temperaturerhöhung (ohne Dampfbildung) herbeizuführen. Man hat diese Wärme »die Flüssigkeitswärme« genannt. Die »Haupttabellen« enthalten die Werthe dieser Flüssigkeitswärme, berechnet aus der von Regnault aufgestellten Formel:

$$q = t + 0{,}00002\, t^2 + 0{,}0000003\, t^3 \quad \ldots . \quad 8)$$

wobei t die Temperatur nach der Celsius'schen Scala und q die Wärmemenge (in Calorien) bedeutet, welche einem Kilogramm Wasser von 0^0 zuzuführen ist, um es auf t^0 zu erwärmen. Die Volumveränderungen des Wassers während der Erwärmung sind innerhalb der technisch wichtigen Grenzen so gering, dass die entsprechende äussere Arbeit vernachlässigt werden darf. Es wird deshalb auch das specifische

gramm Dampf nur noch die Differenz dieser beiden Wärmemengen zurückgeblieben. Diese Differenz hat man die »Dampfwärme« genannt und mit J bezeichnet. Es ist also $J = \lambda - Apu$.

Man erkennt, dass das Material zur Beantwortung der an die Spitze des Paragraphen gestellten Frage vollständig vorhanden ist, wenn auch nur in empirischer Form. Dieses Material lässt sich folgendermaassen zusammenstellen.

1) q = Flüssigkeitswärme, verwandelt 1 kg Wasser von 0° in Wasser von t°,
2) λ = Gesammtwärme, - 1 - - - 0° - Dampf - t° } bei constantem Drucke
3) r = Verdampfungswärme, - 1 - - - t° - - - t° } bei constantem Drucke
4) Apu = Aeussere latente Wärme = Aequiv. d. äussern Arb. bei Verdampfung } bei constantem Drucke
5) ρ = Innere latente Wärme = Aequiv. der, der Aggregatzustandsänderung entsprechenden, (inneren) Arbeit,
6) J = Dampfwärme = Mehrbetrag eines kg Dampf von t° an Wärme gegenüber einem kg Wasser von 0°.

Es ist hierbei:

$$\left.\begin{aligned} \lambda &= q + Apu + \rho \\ r &= \lambda - q = \rho + Apu \\ J &= q + \rho = \lambda - Apu \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 11)$$

Die Tafel I giebt einen Ueberblick über das Verhältniss dieser Wärmemengen zu einander und einerseits zur Temperatur innerhalb der Grenzen: 50° bis 200° C., andererseits zu den Dampfspannungen innerhalb der Grenzen: $^1/_{10}$ bis 14 Atmosphären.

§ 13. Specialisirung des Aequivalenz-Satzes für die gesättigten Dämpfe. — Unter Benutzung der vorstehenden Resultate lässt sich die allgemeine Gleichung 1) für die Gleichwerthigkeit zwischen Wärme und Arbeit bei Zustandsänderungen:

$$dQ = A(dU + dL)$$

in eine, unmittelbar für die Betrachtung einzelner Zustandsänderungen der Dämpfe brauchbare Form bringen. Wir denken uns hierbei die Gewichtseinheit einer Mischung von Wasser und Dampf in ein Gefäss eingeschlossen, wobei das Gewicht des dampfförmigen Theiles, die »specifische Dampfmenge« mit x bezeichnet werde, so dass $1 - x$ das Gewicht des tropfbaren Theiles ist.

Für dL, d. i. für die, bei der Wärmezuführung dQ etwa verrichtete, äussere Arbeit, setzen wir, wie früher: pdv. Das andere Glied dU aber bedeutet die Aenderung der inneren Arbeit, welche die Mischung erfährt. Dieselbe kann zweierlei Art sein: es kann einerseits die Temperatur der Mischung, also die »Flüssigkeitswärme« um dq) erhöht werden, andererseits kann ein Theil (dx) des Wassers in Dampf verwandelt werden, welcher Verdampfung die innere latente Wärme $d(x\rho)$ entspricht. Da demnach: $AdU = dq + d(x\rho)$, so schreibt sich die obige Gleichung:

$$dQ = dq + d(x\rho) + Apdv \quad \ldots\ldots 12)$$

Wenn fernerhin die Bezeichnung $u = s - \sigma$ für die Differenz der spec. Volumina von Dampf und Wasser beibehalten wird, so findet sich das Volumen der Mischung:

$v = xu + \sigma$ und hieraus: $dv = d(xu)$, somit auch: $Apdv = Apd(xu)$, oder da: $d(pxu) = pd(xu) + xud(p)$, $Apdv = Ad(pxu) - Axudp$.

Dies in Gleichung 12) eingesetzt, giebt:

$$dQ = dq + d(x\rho) + Ad(pxu) - Axudp.$$

specifische Dampfmenge wird sich finden: $x_1 = \frac{V - V_1}{V_1 \gamma} \gamma_1$, wenn $\gamma = 1000$ das Gewicht eines Cubikmeter Wasser bedeutet. Da $\gamma_1 = \frac{1}{u_1 + \sigma}$, wobei σ verschwindend klein gegen u ist, so wird: $x_1 u_1 = \frac{V - V_1}{1000 \, V_1}$. Dies in Gleichung 15) eingesetzt, ergiebt: $Q = 1000 \, V_1 (q - q_1) + (V - V_1) \left(\frac{\rho}{u} - \frac{\rho_1}{u_1} \right)$ und hieraus lässt sich ohne Weiteres Q berechnen. Es ist übrigens in der Regel das Dampfgewicht in einem Kessel so klein gegen das Wassergewicht, dass das zweite Glied der Gleichung kaum in Betracht kommt. Ist z. B. bei einem Kessel $V = 5$ cbm, $V_1 = 3$ cbm, war die Speisewassertemperatur 10° C. und wird die Dampfspannung auf 10 Atmosphären gebracht, wobei $t = 180^\circ$ C., so findet sich: $1000 \, V_1 (q - q_1) = 516{,}000$ Cal., während $(V - V_1) \left(\frac{\rho}{u} - \frac{\rho_1}{u_1} \right) = 4580$ Cal. beträgt, also noch nicht 1 % von Q ausmacht. Es lässt sich somit annäherungsweise $Q = 1000 \, V_1 (q - q_1)$ setzen.

War bei Beginn des Anheizens der Dampfraum des Kessels mit atmosphärischer Luft gefüllt, so wird zu deren Erwärmung und Verdrängung eine gewisse Wärmemenge verbraucht werden, welche aber quantitativ von ebenso geringer Bedeutung ist, wie die zur Dampfbildung während des Anheizens erforderliche.

Wie wächst die Dampfspannung mit der Zeit, wenn in jeder Zeiteinheit die gleiche Wärmemenge in den Kessel tritt? Nennen wir diese Wärme pro Minute W, so wird die Zahl n der Minuten, welche erforderlich ist, um die Dampfspannung von p_1 auf p zu bringen, d. i. die Anheizdauer, sich finden: $n = \frac{Q}{W}$. Benutzen wir die Näherungsformel für Q und setzen das Wassergewicht $1000 \, V_1 = M$ kg, so wird: $n = \frac{M}{W} (q - q_1)$, oder, wenn für $q - q_1$ gesetzt wird: $c\,(t - t_1)$: $n = \frac{M}{W} c\,(t - t_1)$, wobei für die gewöhnlichen Kesseltemperaturen ein constanter Mittelwerth $c = 1{,}02$, oder geradezu $c = 1$ substituirt werden kann. Um demnach die Geschwindigkeit zu beurtheilen, mit welcher der Dampfdruck im Kessel wächst, also die Druckzunahme pro Zeiteinheit kennen zu lernen, braucht man nur die Spannungen zu vergleichen, welche gleichen Temperaturintervallen entsprechen. Denkt man sich beispielsweise die Temperaturdifferenz $(t - t_1)$ auf Tafel I in n-Theile getheilt, so stellt die Spannungscurve ohne Weiteres jene Geschwindigkeit dar und die Ordinaten auf den Theilpunkten geben die Dampfspannung für jede einzelne Minute. In der m^{ten} Minute wird der Druck derjenige sein, welcher der Temperatur $t_1 + \frac{m}{n} (t - t_1)$ entspricht. — Umgekehrt lässt sich die während jeder Minute in den Kessel gelangte Wärmemenge aus der Notirung der Manometerstände von Minute zu Minute bestimmen. Trägt man die gefundenen Spannungen in der Druckcurve auf, so geben die Abscissen der betreffenden Punkte durch ihre Abstände die relative Grösse jener Wärmemengen an, deren Vergleichung mit der Wärme $Q = Mc\,(t - t_1)$ zu ihren absoluten Werthen führt.

§ 15. Dampfbildung bei constantem Drucke. — Die Fragen, welche sich auf die Dampfbildung bei constantem Drucke p beziehen, sind in technischer Beziehung besonders wichtig und lassen sich, soweit sie sich auf die Curve der Zustandsänderung, auf den Wärmeverbrauch und auf die äussere Arbeit beziehen, leicht beantworten. Zunächst ist hervorzuheben, dass die Curve der Zustandsänderung zugleich

die isothermische ist und dass sie in einer geraden, der Abscissenachse im Abstande p parallel laufenden, Linie besteht, deren Endpunkte durch das Anfangs- und End-Volumen bestimmt sind. Was den Wärmeverbrauch betrifft, so wissen wir, dass in diesem Falle die verdampfende Gewichtseinheit Wasser die Wärmemenge r absorbirt. War aber die Gewichtseinheit Wasser und Dampf in einem Cylinder mit dem Anfangsvolumen v_1 und der specifischen Dampfmenge x_1 eingeschlossen, und fand unter constantem Drucke eine Expansion auf v Statt, wobei x_1 in x überging, so findet sich das verdampfte Wassergewicht $x - x_1$, wie folgt. Nach früherer Bezeichnung ist, da u für die Isotherme constant ist:

$$v_1 = x_1 u + \sigma \text{ und } v = xu + \sigma, \text{ woraus: } x - x_1 = \frac{v - v_1}{u}.$$

Es findet sich also:

$$Q = r(x - x_1) = \frac{r}{u}(v - v_1) \quad .\ .\ .\ .\ 16)$$

Entnehmen wir den Tabellen die Werthe von r und u, so lässt sich Q für die Expansionsgrenzen $v - v_1$ berechnen.

Die äussere Arbeit endlich, welche bei der Volumvergrösserung gewonnen wird, ergiebt sich ohne Weiteres: $L = p(v - v_1)$.

Wenden wir diese Resultate auf die Betrachtung eines im Beharrungszustande des Betriebes befindlichen Kessels an und zwar zur Beantwortung der Fragen 1) nach der zuzuführenden Wärmemenge, 2) nach dem Gleichförmigkeitsgrade des Druckes. Die normale Dampfspannung sei p_2 und es werden pro Minute m kg Dampf entnommen. Die Speisewassertemperatur sei t_0. Dem Kessel ist dann zuzuführen: einmal die Wärmemenge zur Verdampfung der m kg Dampf und sodann die Flüssigkeitswärme, welche dem Speisewasser zuzuführen ist, dessen Gewicht pro Minute im Beharrungszustande ebenfalls m kg sein muss. Fügen wir den Zahlen, welche sich auf die Kesseltemperatur beziehen, den Index 2 bei, so ist die dem Kessel zuzuführende Wärmemenge Q_n pro Minute:

$$Q_n = m r_2 + m(q_2 - q_0) = m(\lambda_2 - q_0).$$

Was sodann den Gleichförmigkeitsgrad des Druckes betrifft, so hat der vorstehende Paragraph für den Fall, dass pro Minute eine Wärmemenge W in den abgeschlossenen Kessel tritt, die Gleichung geliefert:

$$n = \frac{Mc}{W}(t - t_1) \quad .\ .\ .\ .\ 17)$$

Wir werden diese Gleichung für unsern Fall benutzen können, wenn wir statt W die Differenz $W - Q_n$ einführen. Dauert nämlich diese Differenz während n Minuten an, so findet sich zunächst die resultirende Temperaturdifferenz:

$$t - t_1 = \frac{n(W - Q_n)}{cM}$$

und hieraus mit Hülfe der Tafel I oder der »Haupttabelle« die entsprechende Druckdifferenz. Man sieht: Je grösser die relative Wassermenge M im Kessel, und je kleiner $(W - Q_n)$ und n sind, desto gleichförmiger wird der Druck erhalten werden. Es erklärt sich hieraus, warum in den Locomotivkesseln das Constanthalten des Druckes schwieriger ist, wie in den meisten stationären Kesseln: während sie eine — im Verhältniss zur Heizfläche — geringere Wassermenge fassen, sind die Schwankungen und Pausen in der Dampfentnahme grösser, als bei den meisten anderen Kesseln. Sie sind also in Bezug auf den Gleichförmigkeitsgrad des Druckes nach beiden Seiten

hin ungünstig gestellt. Untersuchen wir beispielsweise, wie gross bei gleichförmiger Heizung die Druckschwankungen in einem Locomotivkessel sind, welcher bei 10 Atmosphären Normaldampfspannung 3000 kg Wasser fasst, wenn der gleichförmige Dampfconsum 25 kg pro Minute beträgt und in Pausen von 10 Minuten je anderthalb Minuten lang Wasser von 15° C. gespeist wird. Zunächst findet sich der mittlere Wärmeverbrauch, also auch die zugeführte Wärmemenge pro Minute:

$$W = 25(\lambda_2 - q_0) = 16150 \text{ Cal.}$$

Während der Speiseperiode aber beträgt der Wärmeverbrauch pro Minute annähernd:

$$Q_n = 25 r_2 + \frac{10}{1,5} 25 (q_2 - q_0) = 39808 \text{ Cal.},$$

so dass man erhält:

$$t = t_1 - \frac{1,5 \cdot 23658}{1,025 \cdot 3000} = 169^\circ \text{ C.}$$

Es würde demnach der Druck von 10 auf 8 Atmosphären sinken.

§ 16. Expansion bei constantem Mischungsverhältniss und Expansion nach der isodynamischen Curve. — Denkt man sich die Gewichtseinheit Mischung von Wasser und Dampf mit der specifischen Dampfmenge x eingeschlossen und eine Expansion ohne Aenderung des Mischungsverhältnisses herbeigeführt, so wird der Verlauf dieser Expansion sich darstellen lassen durch eine Curve, für welche die, jeder Temperatur oder Spannung zugehörigen Volumina sich finden aus $v = xu + \sigma$. Hierbei ist σ im Verhältniss zu u so klein, dass (da $u + \sigma = s$) geschrieben werden kann: $v = xs$, wenn x nicht nahezu 0 ist. Da der Zusammenhang zwischen s und p durch die Formel (7) $ps^n =$ Const. bestimmt ist, so drückt diese Formel das Gesetz der »Curve constanter Dampfmenge« aus, wenn der entsprechende Werth von x in dieselbe eingeführt wird. Für $x = 1$ hat die Curve constanter Dampfmenge die Bedeutung einer Grenzcurve für gesättigten Dampf in dem Sinne, dass jede, dieselbe nach aussen überschreitende Curve den Uebergang des Dampfes in den überhitzten Zustand anzeigt, während jeder, innerhalb derselben liegende, Punkt einem bestimmten Mischungsverhältniss entspricht. Für jede specifische Dampfmenge erhält man aus der Gleichung $p(xs)^n =$ Const. eine besondere Curve, deren Verlauf aber in dem engen Zusammenhange stehen, dass für gleiche Spannungen die Volumina den specifischen Dampfmengen proportional sind. Daraus folgt, dass die äussere Arbeit, welche der Expansion zwischen den gleichen Spannungsgrenzen entspricht, gleichfalls den specifischen Dampfmengen proportional sein muss. Für $x = 1$ hat man: $L_1 = \int p\,ds$, und da

$$p = p_1\left(\frac{s_1}{s}\right)^n \text{ ist: } L_1 = p_1 s_1{}^n \int \frac{ds}{s^n} = \frac{p_1 s_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \quad \ldots\ldots 18)$$

Hieraus findet sich beispielsweise für Expansion von 10 auf 2 Atmosphären $AL_1 = 68,7$ Cal. Für irgend eine andere specifische Dampfmenge x würde sich ergeben: $AL = xAL_1 = 68,7\,x$.

Die zuzuführende oder zu entziehende Wärmemenge Q bestimmt sich aus Gleichung 12) durch Integration derselben unter Einführung des eben gefundenen Werthes für die Arbeit: $Q = x(AL_1 + \rho - \rho_1) - (q_1 - q) \quad \ldots\ldots 19)$

Dieselbe ist also der specifischen Dampfmenge nicht proportional. Für die Expansion innerhalb der obigen Grenzen findet sich für verschiedene Werthe von x:

$x =$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$Q =$	54,6	43,1	31,5	19,9	8,3	— 3,3	— 14,9	— 26,5	— 38,1	— 49,7

für	150°	140°	130° C.
$c =$	1,0261	1,0231	1,0203

so dass man für die Temperaturgrenzen, welche der Expansion in den Locomotivdampfmaschinen entsprechen, als Mittelwerth für die specifische Wärme $c = 1,025$ setzen kann.

Nachstehend sind die Werthe von $c \log n \frac{T}{273}$ für einige Dampfspannungen gegeben:

Dampfspannung in Atmosphären	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$c \log n \frac{T}{273} =$	0,314	0,368	0,402	0,427	0,447	0,464	0,478	0,491	0,503	0,513

Aus den Ergebnissen des vorigen Paragraphen ist zu schliessen, dass im Allgemeinen theilweise Condensation während der Expansion eintritt, wenn der Dampfgehalt überwiegt, dagegen eine theilweise Verdampfung, wenn überwiegend Wasser vorhanden ist: denn im ersteren Falle war zur Erhaltung constanter Dampfmenge Wärmezuführung, im letzteren Falle aber Wärmeentziehung nothwendig. Die nachfolgende Tabelle, welche die Werthe von x für verschiedene Anfangswerthe x_1 und für die Expansion innerhalb verschiedener Spannungsgrenzen enthält, lässt dies des Näheren erkennen.

Enddruck in Atmosphären	Anfangsdruck = 10 Atmosphären							Anfangsdruck = 8 Atmosphären						
	$x_1 = 1$	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0	1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0
6	0,967	0,782	0,597	0,505	0,412	0,227	0,043	0,981	0,789	0,598	0,502	0,407	0,215	0,024
4	0,943	0,768	0,594	0,507	0,420	0,245	0,071	0,956	0,776	0,595	0,505	0,414	0,234	0,053
2	0,906	0,746	0,587	0,507	0,428	0,268	0,109	0,918	0,753	0,588	0,505	0,423	0,258	0,093
1	0,873	0,726	0,579	0,506	0,432	0,285	0,139	0,884	0,732	0,580	0,504	0,428	0,276	0,124

Die Grenze, für welche die specifische Dampfmenge am Anfang und Ende der Expansion dieselbe ist, fällt thatsächlich zusammen mit derjenigen, bei welcher die Wärme Q für die Expansion mit constanter Dampfmenge Null wurde — ein Beweis für die Richtigkeit der den Gleichungen 18) und 20) zu Grunde liegenden Voraussetzungen. Jener Grenzwerth liegt wiederum nicht genau bei $x_1 = 0,5$, sondern hängt von der mittleren Expansions-Temperatur ab. Er lässt sich berechnen aus Gleichung 20). Wenn dort $x = x_1$ gesetzt wird, so folgt:

$$x_1 = c \log n \frac{T_1}{T} \frac{1}{\frac{r}{T} - \frac{r_1}{T_1}} .$$

So findet sich, wenn p_1 und p in Atmosphären gegeben sind:

für	10		8		5	4	3	2	1
$p_1 =$	10		8		5	4	3	2	1
$p =$	6	1	4	1	1	1	1	1	0,5
$x_1 =$	0,564	0,521	0,549	0,519	0,504	0,500	0,492	0,485	0,460

Hat man es mit Compression statt mit Expansion zu thun, so gelten selbstredend die vorstehenden Sätze und Zahlen für die Veränderung der specifischen Dampfmenge in derselben Weise, wobei nur die Anfangs- und Endwerthe zu vertauschen sind. Es wird also bei Compression nach der adiabatischen Curve eine Condensation

$$\left.\begin{array}{l} L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu - 1}{\mu}}\right] \\ \text{oder:} \\ L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left[1 - \varepsilon^{\mu - 1}\right], \end{array}\right\} \ldots . 24)$$

da $\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu - 1}{\mu}} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\mu - 1} = \varepsilon^{\mu - 1}$ ist.

D. Die überhitzten Wasserdämpfe.

§ 18. — Ueber Natur und Verhalten der überhitzten Wasserdämpfe ist bereits durch § 10 festgestellt: Tritt ein Körper aus dem Grenzzustande, in welchem er sich als gesättigter Dampf befindet, etwa dadurch heraus, dass entweder seine Temperatur ohne Veränderung des Druckes oder des Volumens erhöht, oder seine Dichtigkeit und sein Druck bei unveränderter Temperatur vermindert werden, so geht er in den überhitzten Zustand über und je weiter er sich von dem Sättigungspunkte entfernt, desto mehr nähert er sich dem Zustande und Verhalten der permanenten Gase.

Beziehung zwischen Temperatur, Druck und Volumen. Für sehr hoch überhitzte Dämpfe wird also ohne Weiteres Alles gültig sein, was in den §§ 6 bis 9 für die permanenten Gase aufgestellt worden ist. Während des Ueberganges aber vom gesättigten zu dem hoch überhitzten Zustande wird das Verhalten durch andere Gesetze bestimmt sein, welche als specielle Fälle diejenigen Gesetze umfassen werden, welchen die gesättigten Dämpfe einerseits, die permanenten Gase andrerseits folgen. Die bisherigen experimentellen Grundlagen zur Lösung dieser Fragen sind noch ungenügend. Dieselben rühren einerseits her von den oben bereits genannten Experimentatoren Fairbairn und Tate und Regnault, andrerseits und vorzugsweise sind dieselben Hirn zu verdanken, welcher drei Reihen von Versuchen anstellte, und zwar: 1) zur Bestimmung der specifischen Volumina überhitzten Wasserdampfes bei bestimmtem Druck und bestimmter Temperatur; 2) zur Ermittlung der Temperatur überhitzten Wasserdampfes, welcher durch isodynamische Expansion trocknen gesättigten Wasserdampfes von einem bestimmten Anfangsdrucke bis zu einer Atmosphäre) entsteht. 3) Zur Ermittlung der Temperatur des überhitzten Wasserdampfes, welcher durch Compression trocknen gesättigten Wasserdampfes (von einer Atmosphäre) nach der adiabatischen Curve entsteht. Ferner hat Herwig das Verhalten überhitzter Dämpfe bei constanter Temperatur untersucht. Aus der letzteren Arbeit, mehr noch aber aus einer — noch nicht abgeschlossenen — Versuchsreihe des Verfassers geht hervor, dass wahrscheinlich alle früheren Ergebnisse einer Rectification bedürfen wegen des Einflusses, welchen die Adhäsion der Flüssigkeiten an den Gefässwänden ausübt. — Für die Auffindung des Gesetzes für den Zusammenhang von p, v und T auf theoretischem Wege war zunächst zu beachten, dass die Gay-Lussac'sche Gleichung: $pv = RT$, welche bei sehr starker Ueberhitzung gilt, für den anderen Grenzzustand, d. i. für gesättigte Dämpfe (bei Einführung der bisher bekannten Werthe für deren Dichtigkeit) in der Weise abweicht, dass die rechte Seite der Gleichung rascher wächst, wie die linke, dass also R keine Constante, respective dass der Ausdehnungscoëfficient veränderlich ist. Es erklärt sich dies, wenn man bedenkt einerseits, dass der Druck p bei einer bestimmten Temperatur um so kleiner sein wird, je grösser die inneren anziehenden Kräfte sind, und andrerseits, dass bei den permanenten Gasen die inneren Kräfte verschwindend klein sind, dagegen bei den Dämpfen eine wesentliche

Rolle spielen und zwar um so mehr, je grösser die Dichtigkeit ist. Es erscheint al wahrscheinlich, dass im Allgemeinen das Glied RT durch einen Werth zu verminde ist, welcher den Einfluss jener inneren Kräfte darstellt. Von mehreren Seiten sind nu Gleichungen aufgestellt worden, welche, diesen Betrachtungen entsprechend, als Erwe terungen des Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetzes zu betrachten sind (also f gesättigte und überhitzte Dämpfe gleichzeitig gelten). Unter denselben sind vo besonderer Bedeutung für uns diejenigen, welche von Hirn und von Zeuner herrühre

Hirn stellt — davon ausgehend, dass die Grösse jener inneren Kräfte ledigli eine Function des specifischen Volumens sei — die Gleichung auf:

$$\left.\begin{array}{l} pv = BT - f(v), \text{ wobei} \\ \text{(unter Weglassung der letzten Stellen)} \\ \text{für } p \text{ in Atm.} \\ B = 0{,}004908 \text{ und} \\ f(v) = 0.20398\left(\frac{1}{v}\right)^{0{,}2983} \end{array}\right\} \quad \ldots . \ 25)$$

Zeuner geht aus von der Gleichung 5) (p. 10)

$$dQ = \frac{A}{k-1}(vdp + kpdv) = cdt + Apdv,$$

welche für permanente Gase unter der Voraussetzung, dass c_p, c und k constan Werthe seien, zur Untersuchung von Zustandsänderung verwendet wurde. Für (schwac überhitzte Dämpfe muss von jenen drei Werthen mindestens der eine variabel sei Zeuner erhält nun unter der Annahme: c_p (= 0,4805) und k (= 1,333) seien constan c dagegen variabel, durch Umformung obiger Gleichung: $pv = BT - Cp^{\frac{k-1}{k}}$, woraus

$$\left.\begin{array}{l} pv = B(T - \beta\sqrt[4]{p}), \\ \text{wobei (wenn, wie oben } p \text{ in Atm. ausgedrückt wird):} \\ B = 0{,}0049287 \text{ und } \beta = 38{,}1064 \end{array}\right\} \quad \ldots . \ 26)$$

Wenn die Hirn'sche Gleichung vor der Zeuner'schen voraus hat, dass die An nahmen, auf welchen sie basirt ist, den oben entwickelten Grundanschauungen der mecha nischen Wärmetheorie näher stehen, so passt sich die letztere Gleichung dem technische Bedürfnisse besser an, weil gewöhnlich der Druck und nicht das Volumen gegeben is

Die specifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes ist noch nicht i genügender Weise durch das Experiment ermittelt. Als die einzigen zuverlässig Zahlen sind die Resultate zu nennen, welche Regnault für die specifisch Wärme c_p bei constantem Druck aus 4 Reihen von Versuchen gefunden ha bei welcher er die Differenz der Gesammtwärme von überhitztem, unter atmosphär schem Druck erzeugtem, Wasserdampf bei verschiedenen Temperaturen bestimmte un verglich. Er fand

für die	obere Temperatur	231°	216°	226°	210°
	untere Temperatur	127°	122°	138°	124°
$c_p =$		0,4688	0,4796	0,4811	0,4808

Da diese Versuche nahezu unter gleichen Verhältnissen angestellt sind, so kan von dem, durch Regnault adoptirten Mittelwerth $c_p = 0{,}4805$ nicht gesagt werde dass er als ein für alle Verhältnisse constanter Werth begründet sei. Was die spe cifische Wärme c bei constantem Volumen betrifft, so ist bekanntlic $c = c_p - AR$. Für $c_p = 0{,}4805$ und $R = 48$ (nach 3c) findet sich $c_v = 0{,}367$. Wenn

veränderlich ist, so muss jedenfalls entweder c_p oder c variabel sein, oder beide Werthe sind es gleichzeitig. Da die Veränderlichkeit aber eine beschränkte ist, so werden für technische Rechnungen die vorstehenden Werthe von c_p und c benutzt werden können.

Unter Zugrundlegung der Gleichungen 25) oder 26), sowie dieser Werthe von c_p und c lassen sich nun alle technisch wichtigen Zustandsänderungen verfolgen, wie dies durch Zeuner und Hirn geschehen ist. Es sollen hier nur kurz die Resultate dieser Arbeiten hervorgehoben werden.

Für Erwärmung bei constantem Drucke von T_1 auf T_2 ist die erforderliche Wärmemenge $Q = c_p(T_2 - T_1)$, die verrichtete Arbeit aber $L = p(v_2 - v_1)$, wobei sich v_2 aus Gleichung 26) ergiebt.

Für Erwärmung bei constantem Volumen hat man: $Q = c(T_2 - T_1)$ und den resultirenden Druck bestimmt Gleichung 25).

Für die Expansion nach der isodynamischen Curve hat man die Bedingung: $dQ - Apdv = 0$. Durch Einsetzen des Werthes dQ aus Gleichung 5) (unter Zugrundlegung der oben erörterten Zeuner'schen Annahmen) findet sich:

$$\frac{A}{k-1}(v\,dp + p\,dv) = \frac{A}{k-1}d(pv) = 0,$$

woraus (der Hirn'sche Satz:) $pv = \text{Const.}$ . . . . 27)

Für die Expansion endlich ohne Zuführung und Entziehung von Wärme ergiebt sich (aus der Benutzung von Gleichung 5) nach Zeuner auf demselben Wege, wie bei den permanenten Gasen: $pv^k = \text{Const.}$ . . . . 28), wobei $k = 1{,}333$.

E. Ausströmen der Gase und Dämpfe aus Gefässmündungen.

§ 19. — Während bei allen bisher untersuchten Zustandsänderungen von Gasen und Dämpfen vorausgesetzt war, dass sie »umkehrbar« seien (s. § 5), so soll nun noch die in der Ueberschrift angedeutete »nicht umkehrbare« Zustandsänderung, ihrer technischen Bedeutung wegen, hier behandelt werden, übrigens nur für den, gewöhnlich vorkommenden, speciellen Fall, dass während des Ausströmens dem Gase oder Dampfe von aussen Wärme weder zugeführt noch entzogen werde.

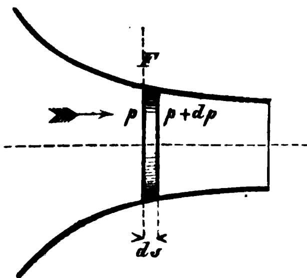
Die Fragen, welche hierbei zu beantworten sind, beziehen sich aber vor Allem auf die, pro Zeiteinheit ausströmende, Gewichtsmenge, auf das »Ausflussgewicht«. Die Gewichtsmenge aber, welche in der Secunde einen Querschnitt O mit der Geschwindigkeit c und dem specifischen Volumen v passirt ist: $O\frac{c}{v}$. Für den Austritt eines (tropfbaren oder gasförmigen) Strahles aus einer Mündung lässt sich nun aus den Sätzen der Mechanik und der Wärmelehre in erster Linie die Frage nach der Maximalgeschwindigkeit des Strahles und nach dem correspondirenden specifischen Volumen beantworten, so dass das Ausflussgewicht bestimmbar ist, wenn man den Querschnitt kennt, auf welchen die gefundenen Werthe sich beziehen, d. i. den »Ausflussquerschnitt« (O). — Für das Ausströmen unelastischer Flüssigkeiten (Wasser) ist derselbe gleich dem Mündungsquerschnitt F, wenn die Mündung gut abgerundet ist. [Findet hingegen »Contraction« statt, so ist der Ausflussquerschnitt $= \alpha F$, wobei stets der Contractionscoëfficient: $\alpha < 1$]. — Bei elastischen Flüssigkeiten (Gase und Dämpfe) fällt der Ausflussquerschnitt (O) auch bei gut abgerundeten Mündungen nicht immer mit dem Mündungsquerschnitt F zusammen.

Bei der Bestimmung der Maximalgeschwindigkeit des Strahles, oder kurzweg der »Ausflussgeschwindigkeit« ist zu unterscheiden die »theoretische« (w) — als die von den Mündungsverhältnissen unabhängige — von der wirklichen Ausfluss-

geschwindigkeit ($w_e = \varphi w$), wie sie sich unter dem Einfluss der (Reibungs-) Widerstände ergiebt. Es findet sich dann das »theoretische« Ausflussgewicht (für eine gut abgerundete Mündung und für $\varphi = 1$): $G = O \frac{w}{v_1}$, wenn v_1 das specifische Volumen im Ausflussquerschnitt O ist. Endlich ergiebt sich das effective Ausflussgewicht: $G_e = \alpha O \frac{w_e}{v_1}$ oder: $G_e = \alpha \varphi O \frac{w}{v_1} = \mu O \frac{w}{v_1}$. Man spricht endlich auch von einer »effectiven Geschwindigkeit« $w^1 = \mu w = \frac{G_e v_1}{F}$. Es ist dies nicht die wahre Ausflussgeschwindigkeit, sondern die (ideelle) Geschwindigkeit, mit welcher das Ausflussgewicht den Mündungsquerschnitt passirt, unter der Voraussetzung, dort sei das specifische Volumen v_1.

In Nachstehendem geben wir die Resultate der neueren Forschungen über diesen Gegenstand und folgen hauptsächlich der Darstellung Zeuner's. Figur 2 stelle die horizontale Mündung eines weiten Gefässes dar, in welchem eine (tropfbare oder gasförmige) Flüssigkeit mit dem specifischen Volumen v_2 unter dem constanten Drucke p_2 stehe. Die Flüssigkeit ströme nach einem Raume, in welchem der constante Druck p_1 herrscht. Im Querschnitte F sei der Druck p. Die dort befindliche Flüssigkeitsscheibe, deren Dicke gleich dem (unendlich kleinen) Wege ds sei, welcher im nächsten Zeitelement dt zurückgelegt wird, erleidet im Querschnitt F demnach den specifischen Druck p, auf der Vorderseite dagegen betrage derselbe $p + dp$, so dass die accelerirende Kraft $= -F dp$ ist. Wird diese Kraft durch die Masse $\frac{F ds}{v g}$ der Flüssigkeitsscheibe dividirt, (wo v das specifische Volumen derselben bedeutet), so findet sich die Acceleration der Bewegung: $\mathfrak{p} = -\frac{v\,dp}{ds} g$. Die Bewegungslehre giebt aber die Beziehung: $\mathfrak{p}\, ds = w\, dw = d\left(\frac{w^2}{2}\right)$, so dass man erhält:

Fig. 2.



$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) = -v\,dp = -d(pv) + p\,dv \quad \ldots . \; 29)$$

und durch Integration:

$$\frac{w^2}{2g} = p_2 v_2 - p_1 v_1 + \int_{v_2}^{v_1} p\,dv \quad \ldots . \; 30)$$

Da die Flüssigkeit in unserm Falle sich (unter Ueberwindung eines, ihrem jeweiligen Drucke gleichen, Widerstandes) ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme ausdehnt, so stellt das Glied $\int_{v_2}^{v_1} p\,dv$ die Arbeit dar, welche bei Expansion nach der adiabatischen Curve von v_2 auf v_1 verrichtet wird. Ist in Figur 3 die Curve $U_2 U_1$ als die Adiabate verzeichnet, so stellt die schraffirte Fläche $A_2 U_2 U_1 A_1$ die Gleichung 30) dar, denn es ist Fläche $A_2 U_2 B O = p_2 v_2$, und Fläche $A_1 U_1 C O = p_1 v_1$.

Es mag sofort darauf hingewiesen werden, dass die Fläche $A_2 U_2 U_1 A_1$ auch den Process darstellt, welchen die expandirenden Dampfmaschinen ausführen, so dass

die (theoretische) lebendige Kraft $\frac{w^2}{2g}$ eines Dampfstrahles gleich ist der (theoretischen) Arbeit, welche dieselbe Gewichtsmenge Dampf bei gleichem Expansionsgrad in einer Dampfmaschine verrichten könnte.)

Die Integration in Gleichung 30) lässt sich ausführen, wenn man das Gesetz für die Expansion nach der adiabatischen Curve kennt. Für Gase und Dämpfe ergab sich aber dies Gesetz in der gemeinsamen Form: $pv^k = \text{Const.}$, wobei

$$\left.\begin{array}{l} \text{für permanente Gase (nach Gleichung 6)}\ k = 1{,}41 \\ \text{für gesättigte Wasserdämpfe (wenn}\ x_2 > 0{,}7 : k = 1{,}035 + 0{,}1\,x_2 \\ \quad \text{- (nach Gleichung 23)}\quad ,,\ x_2 = 0{,}5\ \text{bis}\ 0{,}7 : k = 1 + 0{,}135\,x_2 \\ \text{für überhitzte Wasserdämpfe (nach Gleichung 28)}\ k = 1{,}333 \end{array}\right\} \dots 31)$$

Es wird unter Einsetzung dieser Werthe bekanntlich:

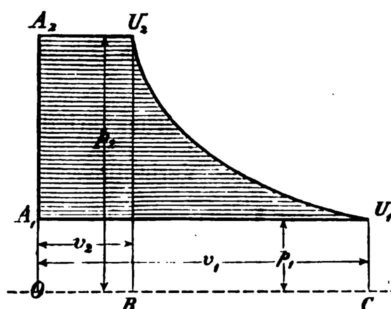
$$\int_{v_2}^{v_1} p\,dv = \frac{p_2 v_2}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right].$$

Beachtet man, dass $p_1 v_1 = p_2 v_2 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$, so schreibt sich Gleichung 30) auch

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{k}{k-1}\, p_2 v_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{k}{k-1}\,[p_2 v_2 - p_1 v_1] \dots 32)$$

Und dies ist die Gleichung, welche für permanente Gase und überhitzte Wasserdämpfe zur Berechnung der theoretischen Ausflussgeschwindigkeit dient und auch für die gesättigten Wasserdämpfe so lange benutzt werden kann, als in den Mischungen das Dampfgewicht überwiegt.

Fig. 3.



Die genaue und allgemeine Formel für die gesättigten Dämpfe wird man erhalten, wenn man aus Gleichung 21) entnimmt:

$A\int_{v_2}^{v_1} p\,dv = q_2 - q_1 + x_2\rho_2 - x_1\rho_1$. Setzt man $v_2 = x_2 u_2 + \sigma$, sowie $A p_2 u_2 + \rho_2 = r_2$, und bestimmt ebenso v_1 und r_1, so wird Gleichung 30):

$$A\frac{w^2}{2g} = x_2 r_2 - x_1 r_1 + q_2 - q_1 + A\sigma(p_2 - p_1) \dots 33)$$

wobei x_1 aus Gleichung 20) zu ermitteln ist. Hat man es mit Ausfluss von Mischungen mit überwiegendem Dampfgehalt zu thun, so verschwindet $A\sigma(p_2 - p_1)$ gegen die andern Glieder, und wenn man $q_2 - q_1 = c\,(T_2 - T_1)$ setzt, so wird:

$$A\frac{w^2}{2g} = \left(\frac{x_2 r_2}{T_2} + c\right)(T_2 - T_1) - c\,T_1 \operatorname{logn}\frac{T_2}{T_1} \dots 34)$$

Hat man es hingegen mit dem **Ausströmen erhitzten Wassers** zu thun und setzt $\frac{1}{\sigma} = \gamma$, so wird:

$$A\frac{w^2}{2g} = c\left[T_2 - T_1 - T_1 \operatorname{logn}\frac{T_2}{T_1}\right] + A\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \dots 35)$$

wobei ψ und B aus den Gleichungen 38) und 39) zu bestimmen sind. Das Ausflussgewicht ist also vom äusseren Drucke völlig unabhängig, sobald derselbe kleiner als ψp_2 ist. Zur Berechnung von G lässt sich folgende Hülfstabelle benutzen, wobei der Druck in Atmosphären gemessen ist.

	k	ψ	B	Formel für G, wenn $\frac{p_1}{p_2} > \psi$
Atmosph. Luft	1,41	0,5266	218,5	$G = 835 \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,42} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,71}} \sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$
Wasser-Dampf $x_2 = 1$	1,135	0,5774	202,4	$1305 \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,76} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,88}} \sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$
Wasser-Dampf $x_2 = 0,5$	1,065	0,5923	197,7	$1825,8 \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,88} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,94}} \sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$

Die nachstehende Tabelle giebt sodann die Werthe der (theoretischen) Ausflussgeschwindigkeit und des (theoretischen) Ausflussgewichtes von atmosphärischer Luft, Wasserdampf und Wasser beim Ausströmen mit verschiedenem Anfangsdruck p_2 in die freie Atmosphäre, wobei F und O in qm einzusetzen sind. Für erhitztes Wasser lassen sich die Ausflussquerschnitte nicht in der vorbeschriebenen Weise bestimmen; auch ist von Versuchen zu deren experimenteller Ermittelung Nichts bekannt. — Auf Tafel I giebt die Curve der Geschwindigkeit beim Ausströmen trocknen gesättigten Dampfes in die freie Atmosphäre einen weiteren Ueberblick über deren Veränderlichkeit.

Geschwindigkeit und Ausflussgewicht beim Ausströmen in die Atmosphäre.

Anfangs-Temperatur Celsius	Anfangsdruck in Atmosphär.	Atm. Luft: Meter pro Secunde w	Atm. Luft: Kilogramm G	Gesättigter Wasserdampf, trocken $x_2 = 1$: w	Gesättigter Wasserdampf, trocken $x_2 = 1$: G	Gesättigter Wasserdampf, gemischt $x_2 = 0,5$: w	Gesättigter Wasserdampf, gemischt $x_2 = 0,5$: G	Wasser, erhitzt: w	Wasser, erhitzt: G	Wasser, kalt: w	Wasser, kalt: G
$t_2 = 102,7$	$p_2 = 1,1$	142,3	137,6 F	178,3	108,7 F	126	158,9 F	9,6	935 O	4,50	4503 F
111,7	1,5	290,7	300,2	368,3	229,0	262	316,5	40,1	1085	10,07	10070
120,6	2	376,7	414,0	481,7	308,6	344	426,1	69,5	1094	14,24	14240
144,0	4	522,8	804,4	681,5	604,0	492	834	145,1	1106	24,66	24663
159,2	6	588,8	1185	774,9	895,5	564	1235	193,0	1113	31,84	31840
170,8	8	630,7	1560	834,9	1183	612	1631	228,9	1118	37,67	37673
180,3	10	661,0	1929	878,7	1469	648	2024	258,0	1123	45,03	45030
188,4	12	684,7	2294	913,0	1753	676	2414	282,6	1127	47,23	47226

Während die vorstehenden Resultate für die wichtigeren Fälle in genügender Weise die Ermittelung der »theoretischen« Werthe für den Ausfluss gestatten, fehlt es noch an verlässigen Angaben für die Coëfficienten φ und α, durch welche die Widerstände und die, durch den Ausfluss aus Mündungen in dünner Wand hervorgerufene, Contraction bestimmt werden könnten. Die Arbeit W, welche zur Ueberwindung der Widerstände verbraucht wird, geht offenbar in Wärme über und hat denselben Einfluss auf die Druckabnahme während des Ausströmens, welchen die Zuführung der Wärmemenge AW haben würde. Zeuner berechnet die Aenderung des Gesetzes $pv^k = \text{Const.}$, welche durch diese Wärmezuführung entsteht und findet, unter bestimmten Annahmen, dass lediglich der Exponent k durch einen andern (»Ausfluss-

Für die Compression von U_3 auf U_4 sei die aufzuwendende Arbeit $= -L_3$, die zu entziehende Wärme $= -Q_1$, so dass man erhält:

$$-Q_1 = A(U_4 - U_3) - AL_3$$

und dem entsprechend für $U_4 U_1$:

$$-Q_1^1 = A(U_1 - U_4) - AL_4.$$

Addirt man diese vier Gleichungen, so wird:

$$(Q + Q^1) - (Q_1 + Q_1^1) = A\Big((L_1 + L_2) - (L_3 + L_4)\Big) \quad \ldots \quad 42)$$

d. h. es ist die Summe der Veränderungen der inneren Arbeit in einem Kreisprocess $= 0$, dagegen die Differenz der zugeführten und entzogenen Wärmemenge gleich dem Aequivalente der Differenz der von dem Körper verrichteten und der aufgewendeten Arbeit — ein Resultat, welches auch direct aus dem Satze von der Aequivalenz folgt. Die Differenz $[(L_1 + L_2) - (L_3 + L_4)]$, d. i. die gewonnene Arbeit ist in Fig. 5 durch die schraffirte Fläche dargestellt. Der Indicator bietet bekanntlich das Mittel dazu, den in den Wärmekraftmaschinen ausgeführten Kreisprocess in solcher Weise graphisch zu veranschaulichen.

Es ist einleuchtend, dass derjenige Kreisprocess als der günstigste für Wärmekraftmaschinen zu betrachten ist, bei welchem für eine bestimmte Wärmezuführung diese Fläche ein Maximum wird, und es wird somit die Frage nach der disponibeln Arbeit der Wärmekraftmaschinen durch die Ermittelung dieses Kreisprocesses zu beantworten sein.

Legen wir dem vorhin betrachteten Kreisprocesse die weitere Annahme zu Grund, die Curven $U_1 U_2$ und $U_3 U_4$ seien isothermische, dagegen $U_2 U_3$ und $U_4 U_1$ adiabatische Curven, so wird $Q^1 = Q_1^1 = 0$ und unter Einsetzung des Werthes L für die gewonnene Arbeit:

$$Q - Q_1 = AL \quad \ldots \quad 43)$$

Ist die Lage der beiden Adiabaten gegeben, so ist die Grösse der, den Isothermen entsprechenden, Wärmemengen Q und Q_1 abhängig von den zugehörigen Temperaturen T_2 und T_1 (s. §§ 9 und 15). Denken wir uns beispielsweise mit der Gewichtseinheit eines permanenten Gases den Process durchgeführt. Für die Isothermen $U_1 U_2$ und $U_3 U_4$ (Fig. 5) hat man (s. § 9):

$$AL_1 = Q = RT_2 \operatorname{logn} \frac{v_2}{v_1}; \quad AL_3 = Q_1 = RT_1 \operatorname{logn} \frac{v_3}{v_4}$$

$$\text{woraus: } \frac{Q}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1}\left[\operatorname{logn} \frac{v_2}{v_1} : \operatorname{logn} \frac{v_3}{v_4}\right].$$

Für die beiden Adiabaten gilt aber (Gleichung 6)

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{v_1}{v_4} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{2,439}, \text{ woraus: } \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4};$$

so dass man findet $\dfrac{Q}{T_2} = \dfrac{Q_1}{T_1} \quad \ldots \quad 44)$

Verbindet man also zwei adiabatische durch zwei beliebige isothermische Curven, so sind die, denselben entsprechenden, Wärmemengen den absoluten Temperaturen der Isothermen proportional. Für den vorliegenden Kreisprocess wird dann Gleichung 43)

$$AL = Q - Q_1 = Q\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) = Q\,\frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad \ldots \quad 45)$$

Nie und durch keine Wärmekraftmaschine wird es möglich sein, das ganze Aequivalent der zugeführten Wärme als Arbeit zu gewinnen; denn um $AL = Q$ zu bekommen, müsste $T_1 = 0$ sein, d. h. es müsste der Process bis zum absoluten Nullpunkt (also bis 273° C. unter den Gefrierpunkt des Wassers) reichen. Als disponible Arbeit kann also nicht das Aequivalent der einer Maschine zugeführten Wärme betrachtet werden, sondern nur der Theil $\frac{T_2 - T_1}{T_2}$ derselben, gerade wie bei einer Wasserkraft nicht das Gefälle bis zum Meeresspiegel, sondern nur das »Maschinengefälle« für die Berechnung der disponiblen Arbeit maassgebend ist.

Allerdings ist die Beschränkung, welcher man sich hinsichtlich des »Temperaturgefälles« unterworfen findet, anderer Natur, wie dort. Was die untere Temperaturgrenze betrifft, so kann man sich im günstigsten Falle der Temperatur der äusseren Atmosphäre nähern, wie das die, mit besonderen Kühlvorrichtungen für die Wärmeentziehung versehenen, Wärmekraftmaschinen, insbesondere die Condensationsdampfmaschinen thun. In anderen Fällen, wie bei unseren Locomotiven ist man an die Temperatur gebunden, welche dem Atmosphärendruck (des Dampfes) entspricht. Nach oben hin verbieten constructive Schwierigkeiten, sowie insbesondere die Schwierigkeit der Abdichtung der bewegten Flächen (Schmierung), weit über 200° C. hinauszugehen.

G. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotivdampfmaschinen.

§ 21. — Würde in den Locomotivdampfmaschinen der »vollkommene« Process ausgeführt, so wäre die calorische, d. i. die vom Dampf auf den Kolben übertragene Arbeit L pro Hub (laut Gleichung 45):

$$L = \frac{Q}{A}\frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{M x_2 r_2}{A}\frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad \ldots . \; 46)$$

wenn das Gewicht der pro Hub mit der specifischen Dampfmenge x_2 eintretenden Mischung M km beträgt und T_2 die absolute Kesseltemperatur, T_1 aber die absolute Temperatur des Dampfes bei atmosphärischem Druck, also $T_1 = 273^\circ + 100^\circ = 373^\circ$ ist.

Bezeichnet man den stündlichen Dampfverbrauch mit D_h und die calorische Arbeit in Pferdestärken mit N, so findet sich auch:

$$\frac{N}{D_h} = 0{,}00157\,\frac{r_2}{T_2}\,(T_2 - T_1) \text{ oder: } \frac{D_h}{N} = \frac{636{,}8\,T_2}{r_2\,(T_2 - T_1)}.$$

Hieraus ergiebt sich der stündliche Dampfverbrauch ($D_h : N$), sowie der stündliche Wärmeverbrauch ($D_h r_2 : N$) pro Pferd einer »vollkommenen« Locomotivdampfmaschine bei verschiedenen Kesselspannungen, wie folgt:

Absolute Dampfspannung in Atmosphären		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Stündlich pro Pferd	Dampfmenge in kg	14,91	11,95	10,39	9,41	8,77	8,22	7,82	7,51	7,25	7,03
	Wärmemenge in Cal.	7641	6034	5185	4648	4297	3991	3769	3594	3448	3325

Durch eine Reihe von Unvollkommenheiten im Ausnutzungsprocesse erhöht sich nun aber — bekanntlich in beträchtlicher Weise — der thatsächliche Dampf- respective Wärmeverbrauch. Als derartige Unvollkommenheiten kommen vorzüglich die nachstehend untersuchten in Betracht.

1. Die principielle Abweichung vom vollkommenen Kreisprocess.

Während die »Admissions-«, die »Expansions-« und ein Theil der »Ausströmungs-Periode« principiell mit den ersten drei Zustandsänderungen (AB, BC und CD in Fig. 7) des vollkommenen Processes übereinstimmen, tritt an die Stelle der vierten (DA, d. i. Compression ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme bis zum ursprünglichen Zustande, also Wiederverwandlung des Dampfes von einer Atmosphäre in Wasser von der Kesseltemperatur) die Fortsetzung des Dampfaustrittes in die Atmosphäre und das Einpumpen einer aus der Atmosphäre entnommenen Quantität frischen Wassers in den Kessel.

Fig. 7.

Die Grösse des Effectverlustes, welcher aus dieser principiellen Abweichung des Processes von dem vollkommenen entspringt, findet sich wie folgt. Die Arbeit L_a, welche dem nunmehrigen Kreisprocess entspricht, setzt sich zusammen aus:

Volldruckarbeit (AB): $L^{I} = M p_2 (x_2 u_2 + \sigma)$.

Expansionsarbeit (BC): $L^{II} = \frac{M}{A} (q_2 - q_1 + x_2 \rho_2 - x_1 \rho_1)$.

Gegendruckarbeit (CE): $L^{III} = M p_1 (x_1 u_1 + \sigma)$.

Speisearbeit: $L^{IV} = M \sigma (p_2 - p_1)$.

Somit nach einigen Reductionen:

$$L_a = M [x_2 r_2 - x_1 r_1 + q_2 - q_1].$$

Nach Gleichung 20) ist:

$$x_1 = \left(\frac{x_2 r_2}{T_2} + c \operatorname{logn} \frac{T_2}{T_1}\right) \frac{T_1}{r_1};$$

durch Substitution dieses Werthes erhält man:

$$L_a = M \left(\frac{r_2 x_2}{T_2} (T_2 - T_1) + q_2 - q_1 - c \operatorname{logn} \frac{T_2}{T_1}\right. \quad \ldots \quad 48)$$

Um diese Arbeit mit der disponiblen vergleichen zu können, muss die pro Hub zugeführte Wärmemenge $Q = M (r_2 x_2 + q_2 - q_0)$ in Gleichung 45) eingeführt werden, wobei q_0 der Speisewassertemperatur t_0 entspreche. Man hat dann die disponible Arbeit:

$$L = \frac{M(r_2 x_2 + q_2 - q_0)}{A T_2}(T_2 - T_1) \quad \ldots . 49)$$

Subtrahirt man hiervon die Arbeit L_a, so erhält man den Arbeitsverlust in Folge der principiellen Abweichung vom vollkommenen Process.

$$L_1 = \frac{M}{A T_2}\left[(q_1 - q_0)(T_2 - T_1) + T_1 T_2 c \operatorname{logn}\frac{T_2}{T_1} - T_1(q_2 - q_1)\right]$$

oder $q_1 - q_0 = c(T_1 - T_0)$ und $q_2 - q_1 = c(T_2 - T_1)$ gesetzt:

$$L_1 = \frac{M}{A T_2}\left[T_1 T_2 c \operatorname{logn}\frac{T_2}{T_1} - T_0(q_2 - q_1)\right] \quad \ldots . 50)$$

Endlich ergiebt sich der gesuchte Effectverlust:

$$\lambda_1 = \frac{T_1 T_2 c \operatorname{logn}\frac{T_2}{T_1} - T_0(q_2 - q_1)}{(x_2 r_2 + q_2 - q_0)(T_2 - T_1)} \quad \ldots . 51)$$

Hieraus die folgenden Zahlen:

Speisewasser-temperatur	Specifische Dampfmenge	Absolute Dampfspannung im Kessel (Atmosphären) 4	6	8	10	11	12
100° C.	$x_2 = 1$	$\lambda_1 = 0{,}0396$	0,0522	0,0615	0,0688	0,0717	0,0748
15° C.	$x_2 = 1$	0,1681	0,1781	0,1854	0,1913	0,1964	0,1998
	$x_2 = 0{,}8$	0,2000	0,2107	0,2182	0,2245	0,2301	0,2339

Es stellt sich somit der wirklich ausgeführte Process keineswegs als ein ungünstiger dar, wenn mit vorgewärmtem Wasser gespeist wird. Die Speisewassertemperatur übt einen energischen, der Zusatz des (mitgerissenen) Wassers einen schwachen Einfluss auf unseren Effectverlust aus.

2. Unvollkommenheiten der »Expansion«.

Der Expansionsprocess leidet an einer zweifachen Unvollkommenheit. Es wird nämlich einerseits die Expansion nicht nach der adiabatischen Curve, sondern im Allgemeinen unter Wärmezuführung ausgeführt, andrerseits wird dieselbe nicht bis zum atmosphärischen Drucke ausgedehnt, sondern bei F (in Fig. 7) unterbrochen, so dass die, durch die Fläche FGH dargestellte, Arbeit verloren geht.

Während es nicht schwierig ist, bezüglich des zweiten Punktes die Grösse des resultirenden Effectverlustes aufzusuchen, fehlt es noch an den (experimentellen) Grundlagen zur Bestimmung des schädlichen Einflusses, welchen die Abweichung der Expansionscurve von der Adiabate auf den calorischen Wirkungsgrad hat. Diese Abweichung rührt davon her, dass die Wandungen des Cylinders und der Dampfcanäle, sowie der Kolben je nach ihrer relativen Temperatur dem Dampfe Wärme entziehen und zuführen. Nachdem dieselben während der Expansions- und Ausströmungsperiode mit Dampf von niedriger Temperatur in Berührung gestanden und sich unter der Mitwirkung des stets beigemengten Wassers abgekühlt haben, tritt frischer Dampf mit der Kesseltemperatur ein und erleidet sofort an denselben eine Condensation, welche nach neueren Untersuchungen quantitativ viel erheblicher zu sein scheint, als dies bisher angenommen wurde. Wesentlich unterstützt wird dieser Vorgang durch den Umstand, dass durch einen und denselben Canal in stetem Wechsel bald Dampf von atmosphärischem Druck, dann solcher von der Kesselspannung hindurchstreicht. Die Menge des auf solche Weise niedergeschlagenen Dampfes lässt sich mit Sicherheit nur dann aus sehr sorgfältig und ganz correct abgenommenen Diagrammen bestimmen,

und der entsprechende Effectverlust:

$$\lambda_2 = \frac{L_2}{L} = \frac{A\,T_2\,(x_2 u_2 + \sigma)\,p_2}{(T_2 - T_1)\,(x_2 r_2 + q_2 - q_0)} \left[\frac{p_1}{\varepsilon\,p_2} + \operatorname{logn} \frac{\varepsilon\,p_2}{p_1} - 1\right] \;.\;.\;.\;.\; 53)$$

Bei einer Kesselspannung von 10 Atm. und einer Speisewassertemperatur von 15° C. ergiebt sich beispielsweise [$x_2 = 1$ gesetzt]:

$\varepsilon =$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\lambda_2 =$	0,569	0,531	0,489	0,442	0,389	0,328	0,258	0,175	0,078	0,000

3. Reduction des Admissionsdruckes.

In Folge der Widerstände, welche der Dampf auf dem Wege vom Kessel in die Cylinder (insbesondere beim Durchgang durch die Dampfcanäle) zu überwinden hat, ist die Dampfspannung in den Cylindern während der Admission eine etwas niedrigere, als diejenige im Kessel. Da die Arbeit, welche zur Ueberwindung dieser Widerstände aufgewendet wird, lediglich eine Umwandlung in Wärme erfährt, so verhält sich die Maschine hinsichtlich des calorischen Wirkungsgrades gerade so, wie wenn nicht die Kesseltemperatur T_2, sondern die der reducirten Admissionsspannung entsprechende, Temperatur T_2^1 die höchste disponible wäre. Es ergiebt sich somit der jederzeit geringe Effectverlust in Folge des reducirten Admissionsdruckes:

$$\lambda_3 = 1 - \frac{T_2}{T_2^1} \cdot \frac{T_2^1 - T_1}{T_2 - T_1} \;.\;.\;.\;.\; 54)$$

4. Erhöhung des Gegendruckes.

Aehnlich verhält es sich mit dem Verluste, welcher daraus resultirt, dass, in Folge der Widerstände, welche der Dampf beim Ausströmen durch die Canäle und durch das Blasrohr zu überwinden hat, der Gegendruck vor dem Kolben nicht mehr der atmosphärische p_1 ist, sondern ein höherer p_1^1 wird. Hier haben wir übrigens ohne Weiteres den Arbeitsverlust:

$$L_4 = v_2\,(p_1^1 - p_1) = \frac{v_1}{\varepsilon}\,(p_1^1 - p_1) = M\,\frac{x_2 u_2 + \sigma}{\varepsilon}\,(p_1^1 - p_1)$$

und somit den Effectverlust:

$$\lambda_4 = \frac{x_2 u_2 + \sigma}{(x_2 r_2 + q_2 - q_0)\,\varepsilon}\;\frac{A\,T_2}{T_2 - T_1}\,(p_1^1 - p_1) \;.\;.\;.\;.\; 55)$$

5. Die »schädlichen Räume«.

Die Verluste, welche im Allgemeinen durch die »schädlichen Räume« veranlasst werden, reduciren sich in einem bestimmten — bei Locomotiven fast durchweg angewendeten — Falle so sehr, dass hier von einer rechnerischen Untersuchung dieser Verluste abgesehen werden kann. Wird nämlich die »Compression« des Dampfes in den schädlichen Räumen gerade soweit geführt, dass am Ende des Hubes bei Beginn des Dampfeintrittes die Kesselspannung erreicht ist, so lässt sich der Vorgang in der Maschine als ein doppelter unterscheiden. Einerseits kann man den frisch eintretenden Theil des Dampfes für sich den oben detaillirten Process durchlaufend denken, andrerseits unterliegt der in den schädlichen Räumen bei Beginn des Hubes eingeschlossene Dampf annähernd folgendem Kreisprocesse: während der Admission, sowie während der Ausströmungsperiode, erleidet er keine Veränderung; während der

II. Capitel.

Die widerstehenden und bewegenden Arbeiten bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen.

Bearbeitet von

Georg Meyer,
Professor an der königl. Technischen Hochschule in Berlin.

(Hierzu Tafel II und 11 Holzschnitte.)

---

§ 1. Allgemeines. — Bewegt sich auf der Bahn eine Locomotive mit einem angehängten Zuge, so kann man im Allgemeinen zwei Bewegungszustände unterscheiden, und zwar ist bei dem einen der Beharrungszustand vorhanden, bei dem anderen dagegen nicht. Ist der Beharrungszustand vorhanden, so sind die mittleren Werthe der widerstehenden und bewegenden Kräfte völlig im Gleichgewichte, und es geschehen alsdann die Triebrad-Umdrehungen der Locomotive in gleichen Zeiten. Eine Aenderung des Beharrungszustandes tritt ein, wenn die widerstehenden und bewegenden Kräfte nicht mehr im Gleichgewichte sind.

Bezeichnet W den vorläufig als constant angenommenen Widerstand eines mit einer beliebigen veränderlichen Geschwindigkeit v sich fortbewegenden Zuges, ferner P die bewegende Kraft, sowie M sämmtliche im Zuge befindlichen, in fortschreitender Bewegung begriffenen Massen, m die gleichzeitig im Zuge befindlichen, auf den betreffenden Radumfang reducirten rotirenden Massen (die Bewegung der in der Zugrichtung hin und her gehenden Massen braucht nicht berücksichtigt zu werden, da dieselbe keinen directen Einfluss auf die widerstehende, resp. bewegende Arbeit ausübt), so ist allgemein für den Weg s:

$$1)\quad \int P ds = \int W ds + \int (M + m)\, v dv.$$

Die Grösse $\int P ds$ stellt die von der Locomotive ausgeübte bewegende Arbeit dar und zwar ist P diejenige Kraft, welche den ganzen Zug: Locomotive, Tender und Wagen fortbewegt. Der auf der rechten Seite der vorstehenden Gleichung stehende Ausdruck $\int W ds$ repräsentirt für den Beharrungszustand sämmtliche im Zuge zur Wirkung kommende widerstehende Arbeit, während durch $\int (M + m)\, v dv$ die einer beliebigen Geschwindigkeits-Aenderung entsprechende Arbeitsgrösse dargestellt wird.

Nimmt der Zug eine gleichförmige Bewegung an, so ist $dv = o$ und man hat alsdann:

2) $\int P ds = \int W ds$, oder auch $P ds = W ds$, woraus 3) $P = W$,

d. h. im Beharrungszustande, wo die Triebradumdrehungen der Locomotive in gleichen Zeiten erfolgen, ist Kraft und Widerstand gleich.

Der Beharrungszustand findet bei Bewegung von Eisenbahnzügen sehr selten oder eigentlich fast nie statt, weil einestheils die Widerstände sich fast fortwährend ändern und anderentheils auch die bewegende Kraft, resp. die Dampferzeugung nicht immer dieselbe ist; es ist daher nur ein idealer Zustand, den man voraussetzt, um die Dimensionen einer Locomotive bestimmen zu können.

Aendert sich bei der Bewegung eines Zuges plötzlich der Widerstand, so tritt die in Gleichung 1) vorkommende Grösse: $\int (M+m)\, v\, dv$, welche die im Zuge enthaltene lebendige Kraft repräsentirt, gleichsam wie ein Schwungrad in Wirksamkeit und veranlasst, dass die Aenderung der Geschwindigkeit des Zuges eine allmähliche wird.

Man ist sogar im Stande, kürzere stärkere Steigungen dadurch zu überwinden, dass man eine grosse Menge lebendiger Kraft im Zuge aufspeichert und dieselbe bei der Ueberwindung der Steigung als Hülfszugkraft verbraucht.

Das Glied $\int (M+m)\, v\, dv$ der Gleichung 1) kann von wesentlichem Einflusse auf die Grösse der erforderlichen Zugkraft sein. Es ist dieses z. B. der Fall beim Anfahren der Züge, wo immer ein bedeutender Ueberschuss an Zugkraft vorhanden sein muss, um eine entsprechende Ueberwindung des Beharrungsvermögens zu veranlassen, resp. dem Zuge in einer gewissen Zeit die durch die vorgeschriebene Fahrzeit bedingte Geschwindigkeit mitzutheilen. Dies tritt namentlich beim Anfahren der Schnellzüge ein, da in diesem Falle einer bedeutenden Masse in verhältnissmässig kurzer Zeit eine sehr grosse Geschwindigkeit ertheilt werden muss.

Die bei der Bewegung eines Zuges erzeugte lebendige Kraft kann nur wieder gewonnen werden, wenn die Bremsen nicht benutzt werden, was aber selten zu ermöglichen ist. Es ist daher für den Nutzeffect der Locomotiven vortheilhaft, die im Zuge befindlichen Bremsen möglichst wenig zu gebrauchen.

Eine genaue Bestimmung sowohl der widerstehenden, als auch der bewegenden Arbeiten bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen auf theoretischem Wege gehört leider zu den Unmöglichkeiten und kann man dieselben nur durch Versuche ermitteln.

Dieses letztere Verfahren ist aber auch mit grossen Schwierigkeiten verbunden, da, wie aus Gleichung 1) ersichtlich, gleichzeitig genaue Kraft-, Zeit- und Wege-Bestimmungen erforderlich sind.

§ 2. Allgemeines über die widerstehenden Arbeiten bei der Bewegung eines Eisenbahnzuges. — Wenn ein aus einer beliebigen Anzahl von Eisenbahnwagen bestehender Zug mit grösserer oder geringerer Geschwindigkeit auf einer Eisenbahn fortgeschafft wird, so muss dazu eine bestimmte Kraft- resp. Arbeitsmenge verwendet werden, welche die verschiedenen, sich der Bewegung entgegensetzenden Widerstände zu überwinden hat.

Diese von dem betreffenden Motor geleistete, resp. von dem Dampfe der Locomotive ausgeübte mechanische Arbeit wird absorbirt:

1) durch den Luftwiderstand;
2) durch Ueberwindung der Schwerkraft (bei Steigungen);
3) durch bleibende Formänderungen und Erwärmung (am Oberbau und den Fahrzeugen).

Der Luftwiderstand kann herrühren entweder allein von dem Widerstande, den die ruhige Luft der Bewegung des Zuges entgegensetzt, oder aber gleichzeitig noch von dem Widerstande, der durch bewegte Luft hervorgebracht wird.

f_1 unabhängig von der Belastung, von der Auflagerfläche und von der Geschwindigkeit ist, dass er ferner bei Anwendung von Oelschmiere und Compositionslagern etwa $\frac{1}{100}$ beträgt, so dass also der auf den Radumfang reducirte Widerstand, da das Verhältniss $\frac{r}{R}$ für Eisenbahnwagenachsen durchschnittlich $\frac{1}{12}$ ist, etwa $\frac{1}{1200}$ der Gesammtlast beträgt.

Vuillemin, Dieudonné und Guébhard fanden bei ihren Versuchen, dass der Reibungscoëfficient der Wagenachsen für Oelschmiere 0,018 betrug. Die Berechnung dieses Werthes geschah in der Weise, dass der Gesammt-Widerstand nur aus Zapfenreibung und rollender Reibung bestehend angenommen wurde. Der Gesammt-Widerstand wurde dabei für solche geringe Geschwindigkeiten, dass der Luftwiderstand vernachlässigt werden konnte, im Mittel zu 11 kg pro Tonne gefunden. Die rollende Reibung wurde nun nach Pambour mit $\frac{1}{1000}$ der Gesammtlast hiervon abgezogen und wurde der Rest als Widerstand der Zapfenreibung angesehen und darnach der Coëfficient berechnet. Es ist klar, dass hiernach die oben angegebene Zahl unter allen Umständen etwas zu gross ist, da die durch die Unebenheit der Bahn hervorgebrachten Widerstände sämmtlich für Zapfenreibung in Rechnung gestellt sind, was nicht zulässig ist. Für die Reibung der Achsbüchsen mit Dickschmiere erhielten die genannten Experimentatoren einen Coëfficienten von 0,032.

Der Durchmesser der Achsschenkel der Wagenachsen variirt unter gewöhnlichen Verhältnissen von 65 mm bis 98 mm und der Durchmesser der Wagenräder im Mittel von 942 mm bis 994 mm.

Die Belastung der Wagenachsen ist für den Durchmesser der Achsschenkel eine verhältnissmässig ganz bedeutende, da auf einen qcm Lagerfläche im Durchschnitt ein Druck von etwa 88 kg, oft sogar 146 kg kommt, wie aus den im Organ 1864 pag. 20—23 angegebenen Daten und unter Berücksichtigung, dass die wirkliche Tragfläche etwa nur $^1/_4$ der halben Schenkelfläche beträgt, sich ergiebt.

Bei der thatsächlich vorhandenen grossen Belastung der Achsschenkel wird trotz des in der That sehr geringen Reibungscoëfficienten eine bedeutende Reibungsarbeit erzeugt, die bei einer geringen Vergrösserung leicht ein Warmgehen der Lager herbeiführen kann. In den Curven sowie bei starkem Seitenwinde kommt dazu noch die seitliche Reibung des Schenkelbundes.

Es bleibt hier noch zu erwähnen, dass die Zapfenreibung für starre, dickflüssige und dünnflüssige Schmiere nicht ganz gleich ist. Durch verschiedene Versuche ist zur Genüge nachgewiesen, dass starre Schmiere, welche übrigens auf den deutschen Bahnen wohl nur noch selten angewendet wird, einen etwas, aber nicht erheblich grösseren Zapfenreibungs-Widerstand verursacht, als dünnflüssige.

Bezüglich der dickflüssigen Schmiere ist noch zu bemerken, dass die in den Eisenbahnwerkstätten zu Hannover angestellten Versuche mit Schröder'scher dickflüssiger Schmiere einen um 20 % grösseren Reibungscoëfficienten als für Rüböl ergeben haben, woraus aber noch nicht allgemein zu folgern ist, dass für jede Art von dickflüssiger Schmiere ein grösserer Reibungswiderstand vorhanden sei.

Nur für die Reibung der Ruhe oder nach längerem Stillstande des Fahrzeuges ist allgemein für dickflüssige Schmiere beim Ingangsetzen des Fahrzeuges ein etwas grösserer Widerstand vorhanden, welcher aber auf die Gesammtarbeit des Zapfenreibungs-Widerstandes von verschwindend kleinem Einflusse ist.

Es bleibt noch hinzuzufügen, dass bei geringer Temperatur, also bei mehr oder minder starker Erstarrung des Schmiermaterials die Zapfenreibung grösser wird.

Vuillemin, Dieudonné und Guébhard fanden bei ihren Versuchen, dass

Da das widerstandsfähigere Material am wenigsten abgenutzt wird, so ist auch die rollende Reibung oder die Deformation der sich berührenden Flächen desto kleiner, je härter die Materialien der Schienen und Radlaufflächen sind.

Der in neuerer Zeit so vielfach bei Eisenbahnen angewendete Gussstahl ist sonach auch bei seiner Verwendung zu Radbandagen und Schienen von sehr vortheilhaftem Einflusse auf die Grösse der rollenden Reibung; auch sind die Schaalengussräder in dieser Beziehung als vortheilhaft zu bezeichnen.

§ 5. 3) Der durch die Unebenheit der Bahn u. s. w. entstehende Widerstand. — Der genannte Widerstand besteht namentlich aus den durch die Schwankungen der Fuhrwerke hervorgebrachten Reibungswiderständen oder Stosswirkungen der Räder in Bezug auf die Schienen und aus dem beim Uebergange der Räder über die Schienenstösse entstehenden Arbeitsverluste. Schwankungen der Fuhrwerke geschehen entweder in verticaler oder in horizontaler Richtung.

Die verticalen Schwankungen entstehen entweder durch die beim Uebergange von einer Schiene auf die andere erfolgenden Stösse, durch unebene Lage der Schienen oder durch flache Stellen in den Schienen oder in den Laufflächen der Räder. Sie sind desto kleiner, je grösser die Durchbiegung der Feder und folglich auch die Belastung des Wagens ist. Dieselben haben überhaupt, wenn sie nicht mit Stosswirkungen verbunden sind, keinen directen Einfluss auf die Vergrösserung der Zugkraft, da der Mehrbelastung einer Achse, resp. eines Achsschenkels auch immer eine gleiche Entlastung entspricht.

Die horizontalen Schwankungen entstehen entweder durch seitliche horizontal wirkende Kräfte oder sie werden durch die verticalen Schwankungen erzeugt.

Das Letztere geschieht auf folgende Weise: Wenn durch einen Verticalstoss ein Rad mehr oder weniger belastet wird, so wird, weil die Räder im Allgemeinen eine mehr oder weniger conische Radfläche haben, eine entsprechende mehr oder weniger grosse seitliche Bewegung des Rades, resp. der Achse und sonach des Wagens eintreten.

Wird also nun ein Rad durch irgend eine Kraft veranlasst, sich mit dem Flantsche der Schiene zu nähern, wodurch dasselbe auf einem grösseren Durchmesser gleichzeitig zu laufen gezwungen ist, so legt in Folge dessen dieses letztere einen grösseren Weg zurück und drängt dann wieder nach der anderen Seite, bis es entweder durch die Kuppelung zurückgehalten wird oder bis der Radflantsch gegen den Schienenkopf tritt. Alsdann wiederholt sich genau dasselbe Spiel, wenn auch in geringerem Grade, bis nach und nach der Wagen wieder ruhig im Gleise fortläuft.

Diese schlängelnde Bewegung der Wagen wird möglich, weil zwischen Radflantsch und Schiene ein gewisser Spielraum [bei neu abgedrehten Rädern 10 mm und bei ausgelaufenen Rädern 25 mm] vorhanden ist und dabei die Radlaufflächen conisch sind.

Es wird hierdurch eine gleitende Reibung der Räder auf den Schienen und der Radflantschen an den Schienenköpfen verursacht.

Da, wie vorhin bemerkt ist, die verticalen Schwankungen desto geringer sind, je grösser die Belastung des Wagens ist, so folgt, dass auch die durch Verticalbewegungen entstehenden Horizontal-Schwankungen desto kleiner ausfallen, je mehr der Wagen belastet ist. Es ist ferner hierbei die Kuppelung der Wagen von wesentlichem Einflusse, da die Horizontal-Schwankungen auch desto kleiner werden, je schärfer die Kuppelung angespannt ist.

Ebenfalls ist die Grösse des Radstandes von bedeutendem Einflusse, da bei

Wagen mit kleinem Radstande grössere Seitenbewegungen entstehen, als bei Wagen mit grösserem Radstande.

Es ist als wahrscheinlich anzunehmen, dass diese Bewegungswiderstände mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit wachsen.

Der beim Uebergange der Räder über die Schienenstösse entstehende Arbeitsverlust ist bei hohen Geschwindigkeiten von wesentlichem Einflusse. Für die nicht abgefederte Last, also für Achsen, Achsbüchsen und Federn ist der Verlust an mechanischer Arbeit beim Uebergange über einen Schienenstoss annähernd (nach Weisbach)

$$L = Q_n \frac{e^2}{R^2} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Hierbei ist:

Q_n die bewegte, nicht abgefederte Last;
e die lichte Weite zwischen den beiden Schienenenden am Stosse;
R der Radhalbmesser;
v die Zuggeschwindigkeit und
g die Endacceleration.

Setzt man z. B. $Q_n = 1000$ kg, $e = 4$ mm, $R = 500$ mm und $v = 20$ m, so folgt aus vorstehender Gleichung der beim Uebergange über diesen Schienenstoss entstehende Arbeitsverlust zu $L = 1{,}3$ mkg. Bezeichnet nun P die zur Ueberwindung dieses Arbeitsverlustes erforderliche Zugkraft, v wie vorhin die Zuggeschwindigkeit und n die Anzahl der pro Sekunde passirten Schienenstösse, so ist: $P \cdot v = 1{,}3n$, oder da $n = \frac{v}{l}$, wenn l die Schienenlänge bezeichnet, so ist auch: $P \cdot v = 1{,}3 \cdot \frac{v}{l}$, woraus $P = \frac{1{,}3}{l}$. Dieser Werth giebt also an, um wie viel die Zugkraft vermehrt werden muss, wenn man die Wirkung des Schienenstosses sich auf die ganze Schienenlänge vertheilt denkt.

Aus der letzten Gleichung $P = \frac{1{,}3}{l}$ sieht man, dass die Länge der Schienen auch von Einfluss auf den Zugwiderstand ist und zwar wird der Widerstand vermindert, je länger die Schienen sind. Ist beispielsweise $l = 6{,}6$ m, so ist $P = \frac{1{,}3}{6{,}6} = \frac{1}{5}$ kg pro Achse.

Von welchem Einflusse die gute oder schlechte Lage des Gleises auf den Zugwiderstand ist, geht aus den von Vuillemin, Dieudonné und Guébhard gemachten Versuchen hervor. Dieselben fanden, dass auf einer Strecke, wo das Gleis schlecht lag, bei einer Geschwindigkeit von 64 km pro Stunde ein Widerstand von 112 kg pro Wagen vorhanden war, während auf einer dicht daneben liegenden guten Strecke der Widerstand bei einer Geschwindigkeit von 75 km pro Stunde nur 114 kg pro Wagen betrug. Nach den genannten Experimentatoren musste der Widerstand bei Zunahme der Geschwindigkeit von 64 bis 75 km pro Stunde von 112 kg bis 135 kg pro Wagen wachsen, sonach also bei gleicher Beschaffenheit des Gleises statt 114 kg 135 kg betragen haben, woraus sich für diesen Fall eine Zunahme des Zugwiderstandes von $\frac{1}{5{,}4}$ oder rund 19 % ergiebt, welche nur allein durch die schlechtere Lage des Gleises veranlasst war.

Von Herrn Ingenieur Clauss ist ein Apparat (siehe Fig. 4 und 5, Tafel II)

construirt, vermittelst dessen die durch die Unebenheit der Bahn entstehenden Vertikal-Schwankungen der Fuhrwerke gemessen werden können.

Dieser Apparat wird entweder an einer geeigneten Stelle einer Locomotive oder eines Wagens befestigt, wozu die Platte p dient. Durch die Gummischnur s wird vermittelst der beiden Schnurscheiben c, c die rotirende Bewegung von der Achse auf den Apparat übertragen. Die weitere Uebertragung dieser Bewegung bis zu den Papierrollen o, o geschieht durch entsprechend construirte Zahnradvorgelege. Die an der Achsbüchse befestigte Zugstange z überträgt dann mittelst des Winkelhebels w die vom Oberkasten gemachten Verticalbewegungen auf den Schreibstift i_1, welcher diese Bewegungen auf das über die Rollen o, o gespannte Papier aufzeichnet. Die Meilensteine, Wärterhäuser u. s. w. werden durch den Hebel h und den Schreibstift i_2 mit der Hand verzeichnet. Zur graphischen Darstellung der Fahrgeschwindigkeit ist ferner noch ein Uhrwerk u entsprechend eingeschaltet, durch das mittelst des Hebels k und des Schreibstiftes i_3 die entsprechenden Zeichen gemacht werden. Ebenso ist noch eine Ankervorrichtung angebracht (dieselbe ist durch Schneckenräder ersetzt, weil sie sich nicht bewährt hat), damit der Apparat bei Vor- und Rückwärtsgang des Wagens nur nach einer Richtung zu arbeiten im Stande ist.

Vermittelst dieses Instrumentes können verschiedene Systeme von Locomotiven und Wagen bezüglich der Vertical-Schwankungen, sowie auch die mehr oder minder gute Lage des Gleises untersucht werden. In Fig. 6, Tafel II ist ein auf den Braunschweigischen Bahnen bei einem Schnellzuge mit diesem Apparate verzeichnetes Diagramm in natürlicher Grösse dargestellt.

In neuerer Zeit ist dieser Apparat noch verbessert, und wird auf die betreffende Quelle in der am Schlusse dieses Capitels befindlichen Literatur verwiesen.

§ 6. 4) Ueber den Luftwiderstand. — Bewegt sich ein Eisenbahnzug mit einer Geschwindigkeit v, ist ferner die Windgeschwindigkeit u und schliesst die Richtung des Windes mit der des Zuges einen Winkel φ ein, so wirkt einmal der Luftwiderstand in der Richtung des Zuges der Zugkraft gerade entgegen und zweitens bewirkt der Seitendruck des Windes eine seitliche Verschiebung der Achsen, so dass die Räder einer Achse auf verschiedenen Durchmessern laufen und dadurch eine gleitende Reibung der Räder auf den Schienen erzeugt wird oder sogar auch eine seitliche Reibung der Flantschen an den Schienen hervorgebracht werden kann.

Der in der Richtung des Zuges auftretende Widerstand W_1 ist gemäss den angegebenen Beziehungen:

1) $W_1 = a_1 A_q (v \pm u \cos \varphi)^2$;

wobei a_1 einen Erfahrungswerth und A_q die hierbei in Rechnung zu ziehende wirksame Fläche, sonach den grössten Querschnitt des Zuges bezeichnet. Fällt die Richtung des Windes mit derjenigen des Zuges zusammen, so ist $\varphi = o$ und $\cos \varphi = 1$, folglich ist alsdann:

1ᵃ) $W_1 = a_1 A_q (v \pm u)^2$.

Das obere oder untere Zeichen vor u gilt, je nachdem die Windgeschwindigkeit oder die betreffende Componente der Richtung des Zuges entgegengesetzt ist oder nicht. Ist ruhige Luft vorhanden, so ist $u = o$ und es ist dann:

1ᵇ) $W_1 = a_1 A_q v^2$.

Der seitlich auf den Zug wirkende Druck D des Windes ist:

$$D = a_2 A_s (u \sin \varphi)^2,$$

wobei a_2 ein Erfahrungscoëfficient und A_s die Seitenfläche des Zuges ist. Dieser

In den Schnell- und Personenzügen bildet der Luftwiderstand einen bedeutenden Theil des Gesammtwiderstandes. Der auf die Stirnfläche des Zuges kommende Luftwiderstand ist bei diesen Zügen natürlich immer vorhanden, gleichviel ob der Zug eine grössere oder kleinere Zahl Wagen enthält, und wird also der gesammte Luftwiderstand für jeden einzelnen Wagen desto kleiner, je grösser die Anzahl der Wagen ist.

Für Curven mit kleinen Radien ist das eben Gesagte nicht mehr genau zutreffend, denn es wächst in den Curven der Luftwiderstand bei grösseren Zügen verhältnissmässig mehr als bei kleineren Zügen, weil der Zug in diesem Falle dem Winde eine grössere Fläche darbietet.

Es ist hier noch zu erwähnen, dass die mit Speichen versehenen Räder der Eisenbahnfahrzeuge einen grösseren Luftwiderstand als Scheibenräder bei der Umdrehung um ihre Achse erzeugen. Versuche über die Grösse dieses Widerstandes sind noch nicht derartig angestellt, um daraus sichere Resultate herleiten zu können.

§ 7. b) Widerstand in Curven. — Soll ein auf einer horizontalen geraden Strecke sich bewegender Eisenbahnwagen eine Curve ohne Vermehrung des Widerstandes passiren können, so müssen die Achsen resp. Räder folgenden Bedingungen Genüge leisten:

1) Die Achsen dürfen in den Curven nicht parallel stehen, sondern müssen sich in die Richtung des Radius einstellen können;
2) die Räder müssen auf verschiedenen den grösseren Wegen, resp. den grösseren Radien entsprechenden Durchmessern laufen.

Das erste Erforderniss, um den Widerstand in den Curven nicht zu vergrössern, eine Verschiebung der Radachsen nach der Richtung des Curven-Radius, ist wegen des Parallelismus der Achsen nicht möglich und wird in Folge dessen ein bestimmter Reibungswiderstand bei der Bewegung in einer Curve hervorgebracht.

Die zweite Bedingung, dass die Räder auf ungleichen Laufkreisen laufen, ist, weil die Räder auf der Achse fest sitzen, nur durch eine entsprechende Conicität der Radlaufflächen zu erreichen. Da aber die abgewälzten Laufflächen der Räder nicht immer den Radien, auch selbst bei noch ganz unbeschädigter Conicität, entsprechen, so entsteht hierdurch ein theilweises Gleiten der Räder auf den Schienen.

Ferner ist noch zu berücksichtigen, dass die Conicität der Radreifen nicht ganz in Rechnung gebracht werden kann, weil fortwährend eine Abnutzung der Laufflächen der Räder stattfindet und deshalb im Betriebe die Räder im Durchschnitte als halb ausgelaufen anzusehen sind.

Bei der Bewegung eines Eisenbahnzuges in einer Curve entsteht eine Centrifugalkraft, welcher durch Höherlegen der äusseren Schiene entgegengewirkt wird. Die Grösse der Centrifugalkraft eines mit einer Geschwindigkeit v in einer Curve sich fortbewegenden Wagens ist bekanntlich $\frac{Q_w}{g}\frac{v^2}{\rho}$, wenn Q_w das Wagengewicht, g die Endacceleration und ρ der Krümmungshalbmesser der Curve ist. Hieraus ergiebt sich die erforderliche Ueberhöhung h zu:

$$h = \frac{b}{g} \cdot \frac{v^2}{\rho}$$

wenn b die Entfernung der Radstützpunkte einer Achse auf den Schienen bezeichnet.

Tritt nun ein Eisenbahnzug in eine Curve mit einer der angewendeten Ueberhöhung entsprechenden Geschwindigkeit ein, so drängt die erste Achse des ersten Wagens gegen den äusseren Schienenstrang, läuft in Folge dessen auf einem grösseren

Durchmesser, als das zugehörige Rad auf der inneren Schiene, erhält aber gleichzeitig eine solche Stellung, dass die Mittellinie des Wagens einen spitzen Winkel mit dem zugehörigen Radius bildet. Durch den Parallelismus der Achsen gezwungen wird nun die zweite Achse (es werden hier zunächst nur vierrädrige Fuhrwerke vorausgesetzt) mehr dem inneren Schienenstrange zustreben und sich der Richtung des zugehörigen Radius nähern.

Es ist sonach bei der ersten Achse das Verhältniss der Laufkreise ein annähernd richtiges und die Stellung der Achse eine falsche, dagegen bei der zweiten Achse ist das Verhältniss der Laufkreise falsch, dagegen aber die Stellung eine annähernd richtige. Hierbei ist aber noch vorausgesetzt, dass in der Curve ein gewisser Spielraum d. h. eine bestimmte Spurerweiterung vorhanden ist.

Auf die Stellung der vorderen sowohl als der hinteren Achse ist zunächst die in den Kuppelketten vorhandene Zugkraft von Einfluss. Die in den letzteren vorhandene Spannung sucht die vordere Achse von der äusseren Schiene und die hintere Achse von der inneren Schiene abzuziehen.

Da nun die Spannung in den Zugketten von dem vorderen Ende des Zuges nach dem hinteren Ende abnimmt, so folgt, dass auch die vorhin erwähnte ablenkende Kraft sich in dieser Weise ändert.

Ebenso ist die Bufferspannung von nicht unerheblichem Einflusse. Wenn z. B. die Kuppelketten so scharf angespannt sind, dass die Bufferfedern etwas gespannt oder auch die Bufferplatten sich nur berühren, so ist klar, dass bei der Bewegung in einer Curve die Spannung der inneren Buffer vermehrt und dadurch eine bestimmte Kraftäusserung auf die Bewegung der Wagen hervorgebracht wird.

Fährt ein Zug auf einem Gefälle in der Curve, so legen sich die inneren Buffer an einander und es wird die vordere Achse noch mehr an die äussere Schiene gedrängt, dagegen die hintere mehr abgelenkt; dasselbe tritt beim Bremsen ein.

Auf die Bewegung der Eisenbahnwagen in den Curven sind sonach hauptsächlich folgende Umstände von Einfluss:

1) der Curvenradius;
2) der Radstand;
3) die Geschwindigkeit des Zuges;
4) die Ueberhöhung der äusseren Schiene;
5) die Conicität der Räder;
6) die Form des Schienenkopfes;
7) der Spielraum der Räder in den Gleisen.

§ 8. Theoretische Untersuchungen über den Curvenwiderstand. — Um den Widerstand, welchen die Eisenbahnwagen in den Curven erfahren, zu ermitteln, sind vielfach theoretische Untersuchungen angestellt und sind namentlich zu erwähnen diejenigen von Redtenbacher, Schmidtl, Perdonnet und neuerdings von Bödecker.

Das Neueste auf diesem Gebiete enthält die zuletzt genannte Arbeit von Bödecker »Ueber die Bewegung vierrädriger Eisenbahnfahrzeuge in Curven« (Zeitschrift für Bauwesen 1873 Seite 346), welche unter Berücksichtigung des Radstandes, der Radreifenform, des Curvenradius, des seitlichen Spiels der Räder, der Ueberhöhung der Curve etc. die Stellung und die Bewegungswiderstände eines die Curven passirenden Wagens resp. Wagenzuges behandelt.

Nach diesen Untersuchungen haben die Fahrzeuge das Bestreben in richtig überhöhten Curven sich mit ihrer Hinterachse radial zu stellen. Solange der freie

seitliche Spielraum $b \geqq \frac{d^2}{2R}$ (d Radstand, R Curvenradius), können dieselben diesem Bestreben folgen; wenn aber $b < \frac{d^2}{2R}$, dann werden sie gezwungen sich gegen die angestrebte Stellung so zu verdrehen, dass der Curvenmittelpunkt zwischen die Verlängerungen der Achsen zu liegen kommt.

Die mit der Bewegung in der Curve verbundene Drehung des Wagens wird dadurch hervorgebracht, dass das äussere Vorderrad und wenn $b < \frac{d^2}{2R}$, auch das innere Hinterrad mit seiner Hohlkehle unter stetem Abgleiten gegen die Schiene anläuft.

Durch dies Abgleiten entsteht die Flantschreibung, deren Grösse von der Conicität der Radreifen, von Radstand, Curvenradius und Spielraum der Räder abhängt. Bezeichnet P das Gewicht des Fahrzeuges, α den Winkel, unter welchem das Rad gegen den Schienenstrang anläuft, und φ den Winkel, unter welchem die Hohlkehle die seitliche Rundung des Schienenkopfes berührt, so drückt sich der Widerstand der Flantschreibung dieses Rades aus durch $\frac{P}{4} \cdot \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \alpha$.

Hiernach ergeben sich unter der Voraussetzung, dass die Curve der Fahrgeschwindigkeit entsprechend überhöht ist und die Conicität der mit wohl ausgerundeten Hohlkehlen versehenen Bandagen $\frac{1}{20}$ beträgt, bei einem Coëfficienten der gleitenden Reibung $f = \frac{1}{4}$ und mit Berücksichtigung des aus dem unvollkommenen Rollen hervorgehenden Widerstandes folgende Werthe für die in einer, einem Grad Centriwinkel entsprechenden Curve zwischen Rad und Schienen verschwindende Reibungsarbeit.

Radius der Curve in Metern	Spurerweiterung in Millimetern	Summe der Reibungsarbeit pro Grad Centriwinkel			
		Radstand $d = 3$ m Grösse des seitlichen Spielraumes der Räder in freier Strecke		Radstand $d = 3{,}85$ m Grösse des seitlichen Spielraumes der Räder in freier Strecke	
		$b = 10$ mm	$b = 25$ mm	$b = 10$ mm	$b = 25$ mm
300	10	$f \cdot \frac{P}{4}$. 0,2267	$f \cdot \frac{P}{4}$. 0,2109	$f \cdot \frac{P}{4}$. 0,2625	$f \cdot \frac{P}{4}$. 0,2491
400	7,0	» 0,2238	» 0,2029	» 0,2634	» 0,2435
500	5,0	» 0,2214	» 0,1602	» 0,2621	» 0,2023
600	0,0	» 0,2267	» 0,1602	» 0,2624	» 0,2016
700	»	» 0,2231	» 0,1273	» 0,2625	» 0,1691
800	»	» 0,2196	» 0,1274	» 0,2604	» 0,1701
900	»	» 0,2162	» 0,1274	» 0,2567	» 0,1691
1000	»	» 0,2126	» 0,0714	» 0,2534	» 0,1692
1100	»	» 0,2088	» 0,0805	» 0,2502	» 0,1694
1200	»	» 0,2054	» 0,0890	» 0,2465	» 0,1095
1300	»	» 0,2040	» 0,0973	» 0,2430	» 0,1184
1400	»	» 0,1987	» 0,1065	» 0,2395	» 0,1271
1600	»	» 0,1272	» 0,1239	» 0,1689	» 0,1448
2000	»	» 0,1275	» 0,1591	» 0,1691	» 0,1796
2400	»	» 0,0970	» 0,1933	» 0,1691	» 0,2140

Die Resultate dieser Berechnung zeigen, dass der Arbeitsverlust pro Grad Centriwinkel nicht constant ist, sondern sich sehr bedeutend mit der Grösse des Curvenradius ändert. In Steigung ausgedrückt variirt derselbe nach den vorstehenden Resultaten für $d = 3$ m von $\frac{1}{1{,}23\,R}$ bis $\frac{1}{3{,}9\,R}$ und für $d = 3{,}85$ von $\frac{1}{1{,}06\,R}$ bis $\frac{1}{2{,}55\,R}$. Cylindrische Bandagen ergeben durchschnittlich einen grösseren Curvenwiderstand als conische.

In welcher Weise die mit den Curvenwiderständen gleichwerthigen Steigungen

Gewöhnlich wird statt sin α einfach das Steigungsverhältniss der betreffenden Strecke oder tg α in Rechnung gestellt und man hat dann

$$W_{st} = \frac{1}{m} Q + Q \operatorname{tg} \alpha$$

$$\text{oder } W_{st} = Q\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right),$$

$$\text{wenn } \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{n} \text{ ist.}$$

Der in der einen Fahrtrichtung auftretende Steigungs-Widerstand kommt in der entgegengesetzten Richtung (da statt der Steigung alsdann Gefälle zur Wirkung kommt) der Zugkraft ganz oder theilweise zu Hülfe. Wenn Q_{st} und Q_g das Gesammtgewicht der beiden in entgegengesetzter Richtung sich bewegenden Züge $\frac{1}{m}$ den mittleren Widerstandscoëfficienten, $\frac{1}{n}$ das Steigungsverhältniss und s den betreffenden Weg oder die Länge der Steigung bezeichnet, so ist

für den Widerstand W_{st} auf der Steigung: $W_{st} \cdot s = Q_{st}\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right) s$

und für den Widerstand W_g auf dem Gefälle: $W_g \cdot s = Q_g\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n}\right) s.$

$$\text{Daher: } (W_{st} + W_g)\, s = \left\{\frac{1}{m}\,(Q_{st} + Q_g) + \frac{1}{n}\,(Q_{st} - Q_g)\right\} s;$$

oder die Gesammtarbeit für Hin- und Rückfahrt, wenn $W = \frac{W_{st} + W_g}{2}$ ist:

$$2\, Ws = (W_{st} + W_g)\, s.$$

Setzt man nun voraus, dass $Q_{st} = Q_g = Q$, d. h. dass in beiden Richtungen gleiche Lasten befördert werden, so ist: $2\, Ws = 2\, Q \cdot \frac{s}{m}$

$$\text{oder } W = \frac{1}{m}\, Q.$$

Diese Gleichung ist nur gültig für den Fall, dass das Steigungsverhältniss $\frac{1}{n}$ kleiner oder gleich dem Widerstandscoëfficienten $\frac{1}{m}$ ist; hierbei ist die Arbeit, um die Züge über diese Strecke zu befördern, für Hin- und Rückfahrt genau so gross, als wenn die Strecke horizontal wäre.

Es wird aber, wie schon bemerkt, hierbei vorausgesetzt, dass in beiden Richtungen gleiche Lasten befördert werden.

Ist aber $\frac{1}{n} > \frac{1}{m}$, so muss beim Herabfahren auf dem Gefälle die Differenz $\left(\frac{1}{n} - \frac{1}{m}\right) Q$ durch die Bremsen vernichtet, da andernfalls der Zug eine beschleunigte Geschwindigkeit annehmen würde und kann daher diese durch die Bremsen vernichtete lebendige Kraft nicht wiedergewonnen werden. Die Gleichung $W = \frac{1}{m} Q$ gilt also nur unter der Bedingung, dass $\frac{1}{n} \leqq \frac{1}{m}$ ist.

Die Steigung $\frac{1}{n}$, welche der genannten Bedingung entspricht, wird nach Launhardt die unschädliche Steigung genannt.

Kleinere Steigungen kann man durch die lebendige Kraft des Zuges überwinden. Es sei:

Q das Gewicht des Zuges,

$\frac{1}{n}$ die Steigung,

$\frac{1}{m}$ der mittlere Widerstandscoëfficient,

Z die Zugkraft,

s die Länge der Steigung,

M die Masse des Zuges, die in fortschreitender Bewegung befindlich,

m_r die auf den Radumfang reducirte Masse der Räder,

v_a die Anfangs- und

v_e die Endgeschwindigkeit auf der Steigung,

so ist, wenn wir die bewegende Arbeit gleich der widerstehenden Arbeit setzen:

$$\text{die bewegende Arbeit} = Zs + \frac{1}{2}(M+m_r)(v_a^2 - v_e^2)$$

$$\text{und die widerstehende Arbeit} = \frac{1}{m} Qs + \frac{1}{n} Qs.$$

$$\text{Folglich: } Zs + \frac{1}{2}(M+m_r)(v_a^2 - v_e^2) = \frac{1}{m} Qs + \frac{1}{n} Qs;$$

$$Zs = \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right) Q \cdot s - \frac{1}{2}(M+m_r)(v_a^2 - v_e^2);$$

$$Zs - Qs\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right) = \frac{1}{2}(M+m_r)(v_a^2 - v_e^2)$$

$$\text{woraus 1) } s = \frac{\frac{1}{2}(M+m_r)(v_a^2 - v_e^2)}{Z - Q\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right)}$$

$$\text{und 2) } v_e = \sqrt{\frac{Zs - Qs\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right) + \frac{1}{2}(M+m_r)\, v_a^2}{\frac{1}{2}(M+m_r)}}.$$

Soll ferner der Zug mit Null Geschwindigkeit am Ende der Steigung anlangen, so ist $v_e = 0$ und:

$$3)\ v_a = \sqrt{\frac{2Q\frac{s}{n}}{M+m_r}}.$$

Vernachlässigt man die Einwirkung der rotirenden Massen und setzt also $M + m_r = \frac{Q}{g}$, so ergeben die vorstehenden Formeln 1, 2 und 3 sich zu

$$1^a)\ s = \frac{\frac{1}{2}\frac{Q}{g}(v_a^2 - v_e^2)}{Z - Q\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right)};$$

$$2^a)\ v_e = \sqrt{\frac{Z - Qs\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right) + \frac{1}{2}\frac{Q}{g}\, v_a^2}{\frac{1}{2}\frac{Q}{g}}};$$

$$3^a)\quad v_a = \sqrt{2g\frac{s}{n}} \quad \text{oder wenn } \frac{s}{n} = h \text{ auch } v_a = \sqrt{2gh}\,.$$

Soll endlich die Zugkraft auf der Steigung nicht vergrössert werden, so dass also $Z = \frac{1}{m}Q$, so ergeben sich folgende Gleichungen:

$$1^b)\quad s = \frac{n}{2g}(v_a^2 - v_e^2)$$

$$2^b)\quad v_e = \sqrt{v_a^2 - 2g\cdot\frac{s}{n}} \quad \text{oder } \sqrt{v_a^2 - 2gh}$$

$$3^b)\quad v_a = \sqrt{2g\frac{s}{n}} \quad \text{oder } \sqrt{2gh}.$$

In dem Vorstehenden ist vorausgesetzt, dass der Widerstand innerhalb der Geschwindigkeiten v_a und v_e constant sei. Lassen wir nun diese Annahme fallen, so kann man den Widerstand setzen:

$$W_w = Q(a + bv^2)$$

oder die widerstehende Arbeit für die Länge ds

$$W_w ds = Q(a + bv^2)\, ds;$$

hierzu kommt für die Steigung noch, wenn $\frac{1}{n}$ das Steigungsverhältniss bezeichnet:

$$W_{st}\, ds = Q\frac{1}{n}\, ds,$$

$$\text{oder } W ds = (W_{st} + W_w)\, ds = Q\left(a + bv^2 + \frac{1}{n}\right) ds.$$

Die bewegende Arbeit ist für die Wegelänge ds: $Z ds - \frac{Q}{g} v\, dv$ (da v abnimmt, so ist dv negativ zu setzen) und man erhält:

$$Q\left(a + bv^2 + \frac{1}{n} - Z\right) ds = -\frac{Q}{g} v\, dv$$

$$ds = -\frac{1}{g}\cdot\frac{v dv}{a + \frac{1}{n} - Z + bv^2}$$

$$s = +\frac{1}{2bg}\,\text{lognat}\cdot\frac{a + \frac{1}{n} - Z + bv_a^2}{a + \frac{1}{n} - Z + bv_e^2}.$$

§ 10. Verschiedene Methoden zur Ermittelung des Widerstandes für einzelne Fuhrwerke auf gerader horizontaler Strecke. — Um die Widerstände der Eisenbahnfuhrwerke zu ermitteln, wäre die Anwendung einer constanten Zugkraft am zweckmässigsten, was beim Betriebe der Locomotiven aber geradezu eine Unmöglichkeit ist.

Auf den französischen Bahnen hat man Versuche zur Ermittelung des Widerstandes der Eisenbahnfuhrwerke wohl in der Weise angestellt, dass man zur Bewegung des Versuchswagens ein Segel auf dem letzteren ausspannte und auf diesem Wege eine constante Kraft erhielt. Es hat diese Methode indessen die Nachtheile, dass man einestheils die Wirkung des Luftwiderstandes mit in Rechnung ziehen muss, und andererseits die Richtung des Windes nicht immer genau in die Bewegungsrichtung des Wagens fällt.

Die Versuche zur Ermittelung des Widerstandes für einzelne Wagen werden gewöhnlich entweder so angestellt, dass man berechnet, wie viel von einer bestimmten Menge bewegender Arbeit nach Durchlaufung eines gewissen Weges unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Anfangs- und Endgeschwindigkeit verbraucht ist; oder aber man misst bei gleichförmiger Geschwindigkeit die Bewegungswiderstände mittelst eines Dynamometers.

Die zur Hervorbringung der bewegenden Arbeit erforderliche Kraft kann durch die Schwerkraft auf Gefällen oder durch Locomotiven hervorgebracht werden.

Die erstere Methode ist die am meisten angewendete. Bezeichnet:

$\frac{1}{m}$ den mittleren Widerstandscoëfficienten,

s den vom Versuchswagen in horizontaler Richtung zurückgelegten Weg,

Q_w das Gewicht des Wagens,

q das in Bezug auf die Drehbewegung auf den Radumfang reducirte Gewicht der Achsen, das im Mittel für Wagenachsen zu etwa 250 kg angenommen werden kann,

h die Differenz der Schwerpunktslagen des Wagens beim Anfange und Ende der Bewegung in der Verticalen (d. h. die Höhendifferenz des Gleises an den beiden Endpunkten der zu dem Versuche benutzten Strecke),

v_a die Anfangsgeschwindigkeit und

v_e die Endgeschwindigkeit beim Versuche,

so ist allgemein:

$$1)\quad \frac{1}{m} Q_w s = \pm Q_w h + \frac{1}{2g}(Q_w + q)(v_a^2 - v_e^2).$$

Bei dem ersten Gliede der rechten Seite gilt das obere Zeichen, wenn der Wagen auf einem Gefälle herabrollt, dagegen das untere, wenn er auf einer Steigung hinauf bewegt wird.

Werden die Versuche so angestellt, dass die Endgeschwindigkeit gleich Null ist, so erhält man:

$$2)\quad \frac{1}{m} Q_w s = \pm Q_w h + \frac{1}{2g}(Q_w + q)(v_a^2).$$

Ist dagegen die Anfangsgeschwindigkeit gleich Null, so ist:

$$3)\quad \frac{1}{m} Q_w s = + Q_w h - \frac{1}{2g}(Q_w + q)\, v_e^2.$$

Ist die Anfangs- und Endgeschwindigkeit Null, so ist:

$$4)\quad \frac{1}{m} Q_w s = Q_w h \text{ oder } \frac{1}{m} = \frac{h}{s}.$$

Werden bei den Gleichungen 1), 2), 3) die Versuche durch eine Locomotive auf der Horizontalen angestellt, so ist h gleich Null zu setzen.

Die Ermittelung des Widerstandscoëfficienten allein laufender Eisenbahnwagen stimmt insofern mit den thatsächlich vorkommenden Verhältnissen nicht überein, als das betreffende Fuhrwerk bei dem Versuche sich selbst überlassen ist, während bei den Zügen die Wagen immer vorn und hinten bis auf den letzten Wagen geführt werden; ebenso ist die Grösse des Luftwiderstandes verhältnissmässig von grösserer Wirkung, als bei einer grösseren Anzahl mit einander verbundener Wagen.

Die Ermittelung des Widerstandscoëfficienten nach Gleichung 1) ist sehr schwierig, da eine genaue Bestimmung der Anfangs- und Endgeschwindigkeit dazu erforderlich ist.

Der Werth von $\frac{1}{m}$ ist hierbei um so mehr angenähert, je grösser die Differenz der Anfangs- und Endgeschwindigkeit ist, da für verschiedene Geschwindigkeiten auch verschiedene Widerstände vorhanden sind.

Benutzt man dagegen Gleichung 2) oder 3) zur Bestimmung von $\frac{1}{m}$, so erhält man auch nur einen Annäherungswerth für die mittlere vom Versuchswagen erlangte Geschwindigkeit, da alsdann, wenn die Bewegung gleich Null ist, die Reibung der Ruhe, welche bekanntlich grösser, als die der Bewegung, zu überwinden ist und ferner, weil für die verschiedenen Geschwindigkeiten die Widerstände auch verschieden sind.

Das soeben Gesagte gilt auch für Gleichung 4).

Es ist ferner noch zu berücksichtigen, dass, wenn die zu versuchenden Wagen von einer Locomotive fortgestossen werden, alsdann die Bufferspannung noch in Rechnung gezogen werden muss, da die Buffer noch eine bestimmte Arbeitsmenge an das fortgestossene Fuhrwerk abgeben.

Die zweite Methode zur Ermittelung des Widerstandes einzelner Wagen mittelst eines Dynamometers ist nicht sehr zu empfehlen, da die Dynamometer selten so genau arbeiten, um ganz sichere Resultate zu erhalten. Ebenso können kleine Fehler in der Lage des zeichnenden Stiftes bei dem geringen Widerstande einzelner Fuhrwerke schon von erheblichem Einflusse sein; ferner lassen die Schwankungen eines gewöhnlichen Dynamometers keine genaue Kraftbestimmung zu und andererseits können kleinere unmerkliche Geschwindigkeits-Aenderungen schon von sehr wesentlichem Einflusse auf die Richtigkeit des Resultats sein.

Es ist daher hierbei nothwendig, dass gleichzeitig genaue Messungen der Geschwindigkeit vorgenommen werden.

§ 11. Versuche mit einzelnen Fuhrwerken zur Ermittelung des Widerstandes auf gerader, horizontaler Strecke. — Lässt man zur Ermittelung des Widerstandscoëfficienten für die Horizontale den Wagen auf einer schiefen Ebene herunterlaufen, so dass die Anfangs- und Endgeschwindigkeit des Wagens gleich Null ist, so ist nach Gleichung 4) des vorhergehenden Paragraphen:

$$\frac{1}{m} Q_w s = Q_w h \text{ oder } \frac{1}{m} = \frac{h}{s}.$$

Die ersten auf diese Weise angestellten Versuche wurden von Pambour im Jahre 1834 angestellt; hierbei stellte sich der mittlere Widerstand der Wagen ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes auf 2,68 kg pro Tonne $= \frac{1}{373}$. Die Achsbüchsen der Wagen waren dabei mit Palmölschmiere geschmiert.

In den Jahren 1855 und 1856 sind von Herrn M. M. v. Weber ebenfalls derartige Versuche angestellt und zwar in der Weise, dass die Fuhrwerke auf einem Gefälle 1 : 200 bergab liefen und dann auf eine Steigung 1 : 500 kamen.

Die zu diesen Versuchen benutzten Fuhrwerke waren Tender und Wagen von Sächsischen Bahnen und waren die Achslager sämmtlich mit Oelschmiere versehen.

Der hierbei gefundene mittlere Widerstandscoëfficient betrug $\frac{1}{698}$; sonach beträchtlich kleiner, als der von Pambour gefundene Werth, wobei allerdings zu berücksichtigen, dass die von letzterem probirten Fuhrwerke mit Palmölschmiere versehen waren.

Aus den von Herrn v. Weber mit einem besonders construirten Apparate (siehe

m die Masse des Fahrzeugs,
v seine Anfangsgeschwindigkeit,
s den durchlaufenen Weg und
25 v^2 das Rotationsmoment der Achsen für das betreffende Versuchsfuhrwerk bedeutet.

Bei diesen Versuchen wurden nun gleichzeitig die in bestimmten Zeitabschnitten zurückgelegten Wege notirt. Hieraus wurde nun eine Curve construirt, wobei die Zeiten als Abscissen und die zurückgelegten Wege als Ordinaten aufgetragen wurden. Durch graphische Construction lässt sich dann die Geschwindigkeit für jeden einzelnen Punkt und auch die zugehörige Acceleration leicht finden. Durch Multiplication der Acceleration mit der bewegten Masse wird alsdann der betreffende Widerstand gefunden.

Allgemein ist hierfür, wenn s den in einer Zeit t zurückgelegten Weg bezeichnet:

$$s = f(t).$$

Die Geschwindigkeit v ist ferner:

$$v = f'(t) = \frac{ds}{dt},$$

und die Beschleunigung p ist:

$$p = f''(t) = \frac{d^2s}{dt^2}.$$

Die Versuche wurden mit einem bedeckten, vierrädrigen Güterwagen, dessen Achsbüchsen mit Oel geschmiert waren, angestellt. Der Raddurchmesser betrug 1m, die Höhe des Oberkastens 2,3 m, die Breite = 2,6 m und die Länge = 4,9 m.

Dieser Wagen wurde durch eine Maschine gezogen und wurde, wenn eine bestimmte, gleichförmige Geschwindigkeit erreicht war, von der Maschine abgehängt und sich selbst überlassen. Die Versuche wurden mehrmals mit verschiedenen Anfangsgeschwindigkeiten wiederholt.

Die erhaltenen Resultate sind folgende:

Anfangs-geschwindigkeit in Metern in der Secunde	Durchlaufene Wegelänge	Widerstand, berechneter	Widerstand, berichtigt nach den Steigungs-Verhältnissen	Widerstand pro Tonne
5 m	385 m	19,8 Kilogr.	17,6 Kilogr.	3,2 Kilogr.
6,65 m	550 m	24,6 -	22,4 -	4,07 -
13,9 m	1333 m	44,2 -	42,0 -	7,63 -
13,9 m	1408 m	41,7 -	39,5 -	7,18 -
12,5 m	1347 m	35,3 -	33,1 -	6,03 -

Um nun die für die verschiedenen Geschwindigkeiten sich ergebenden Widerstände zu finden, ist das vorhin beschriebene, graphische Verfahren angewendet. Es ist noch zu erwähnen, dass die Beobachtungs- und Zeichnenfehler, welche sogar von einer Curve zur anderen sich verdoppeln können, die Genauigkeit der Resultate nicht unwesentlich beeinträchtigen.

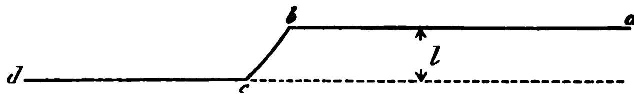
Indem man die aus den betreffenden Curven sich ergebenden Daten ordnet, erhält man folgende Tabelle:

Geschwindigkeit in der Stunde	Total-Widerstand des Wagens	Widerstand pro Tonne des Wagengewichts.
35 km	42 kg	7,6 kg
25—30 -	35 -	6,3 -
20—25 -	30 -	5,4 -
15—20 -	21 -	4,3 -
10—15 -	19 -	3,4 -
5—10 -	14 -	2,5 -
1— 5 -	11 -	2,0 -
0 -	48 -	8,7 - (démarrage)

Bei der zweiten Methode wurde ein Dynamometer benutzt, welches in § 15 pag. 69 dieses Capitels beschrieben ist.

Um den Widerstand vermittelst eines Dynamometers zu bestimmen, war der Versuchswagen hinter eine Maschine gehängt. Da die für einen Wagen erforderliche Zugkraft sehr gering ist, und kleine Fehler durch das Schiefstellen des Bleistifts u. s. w. schon verhältnissmässig grossen Einfluss ausüben können, so wurde, um diese Fehler möglichst zu vermeiden, eine besondere Methode angewendet.

Fig. 2.



Der Wagen wurde mit einer gleichmässigen Geschwindigkeit bewegt und der Bleistift zeichnete alsdann die Linie *a b*; der Wagen wurde nun plötzlich durch die Maschine aufgehalten; alsdann zeichnete der Bleistift die Linie *c d*. Die Entfernung *l* der beiden Linien *a b* und *c d* giebt alsdann genau den Widerstand des Wagens. Es wurde dabei gefunden, dass der Widerstand bei 25 km Geschwindigkeit pro Stunde 25 kg oder 4,54 kg pro Tonne und bei 50 km Geschwindigkeit pro Stunde 50 kg oder 9,1 kg pro Tonne beträgt. Diese Zahlen sind etwas geringer, als die vorhin erhaltenen und erklärt sich diese Differenz dadurch, dass durch den Tender der Luftwiderstand des Versuchswagens verringert wurde.

Auf der Altona-Kieler Bahn wurden im October 1869 Versuche über den Widerstand einzelner Fuhrwerke auf gerader, horizontaler Strecke angestellt. Man liess dabei die zu versuchenden Wagen von einem Gefälle $\frac{1}{200}$, an welches sich eine horizontale Strecke anschloss, herunterlaufen und wurde alsdann aus der durchlaufenen Strecke ein mittlerer Widerstandscoëfficient berechnet. Es ergab sich dabei für einen 6rädrigen Personenwagen der Altona-Kieler Bahn von 6,4 m Radstand ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{456}$; für einen 6rädrigen Güterwagen der Berlin-Hamburger Bahn von 6,59 m Radstand ergab sich ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{404}$.

§ 12. Ermittelung des Widerstandes in Curven. — Zur Ermittelung des Widerstandes der Eisenbahnfuhrwerke in Curven sind ebenfalls verschiedene Methoden angewendet worden. Man theilte den Wagen ein bestimmtes Bewegungsmoment entweder durch Herablassen von einer schiefen Ebene, oder durch andere geeignete Mittel (Weber's Apparat) mit und beobachtete, wie weit dieselben in der betreffenden Curve ortliefen; oder man nahm zur Anwendung von Dynamometern seine Zuflucht.

Zur Vornahme dieser Versuche wäre die Anwendung einer constanten Zugkraft gerade sehr wünschenswerth, da das Alleinlaufen der Wagen in einer Curve zu weit unsichereren Resultaten führt, als auf gerader Strecke.

Von Herrn v. Weber wurden die Versuche zur Ermittelung des Widerstandes in Curven derartig angestellt, dass er dem zu versuchenden Wagen ein ganz bestimmtes und zwar immer gleiches Bewegungsmoment durch einen besonderen Apparat mittheilte.

Bezüglich der Beschreibung des Apparats und der Art der Anstellung der Versuche wird auf die betreffende Quelle verwiesen (siehe Literatur).

Der Weg, den das betreffende Fuhrwerk in der Curve zurücklegte, war umgekehrt proportional dem Widerstande, den es darin erfuhr, und verhielt sich auch zum Widerstande des Fuhrwerks auf gerader Bahn = 1 umgekehrt, wie die Länge der zurückgelegten Wege, da alle Widerstände, ausser dem der Gleisform, in beiden Fällen ebenso gleich waren, wie das Bewegungsmoment.

In der folgenden Tabelle sind die von Herrn v. Weber gefundenen Resultate, bei denen der Widerstand auf gerader horizontaler Strecke gleich der Einheit angenommen ist, zusammengestellt.

Curvenradius	6rädr. Personenw. 6,4 m Radstand	6rädr. Personenw. 6,4 m Radstand	4rädr. Personenw. 4,572 m Radstand	6rädr. Güterwagen 3,658 m Radstand	4rädr. Güterwagen 3,658 m Radstand	4rädr. Güterwagen 3,556 m Radstand	4rädr. Güterwagen 2,515 m Radstand	4rädr. Güterwagen 2,515 m Radstand
566 m	1,2	1,91	1,56	1,7	1,39	1,41	1,29	1,2
453 m	2,02	3,08	2,50	3,2	1,95	2,21	1,71	1,34
340 m	3,00	3,68	3,14	3,7	2,30	2,60	1,92	1,8
227 m	3,23	5,79	4,90	—	3,05	3,00	2,15	2,18
170 m	5,51	6,60	5,63	7,3	4,16	4,39	2,80	2,6
113 m	6,10	7,32	6,40	8,2	4,58	5,08	3,50	3,8
102 m	6,10	9,00	10,10	9,0	8,20	8,50	5,42	7,2
∞	1	1	1	1	1	1	1	1

Herr v. Weber hat nun die aus diesen Versuchen für 4rädrige Wagen von 3,658 m und 3,556 m Radstand gewonnenen Resultate mit den Ergebnissen der Formeln von Perdonnet, Redtenbacher und Schmidtl, sowie nach dem englischen Verfahren und den Erfahrungsresultaten von Polonceau zusammengestellt und dadurch folgende Tabelle erhalten:

Curvenradius	Polonceau	Englische Ingenieure	Perdonnet	Schmidtl	Redtenbacher	Nach den Versuchen
566 m	1,756	1,41	1,429	1,422	1,749	1,40
453 m	1,941	1,50	1,538	1,552	1,936	2,08
340 m	2,144	1,68	1,716	1,691	2,247	2,48
283 m	2,253	1,80	1,858	1,788	2,498	—
227 m	2,381	2,09	2,077	1,934	2,872	3,02
170 m	2,491	2,35	2,432	2,292	3,494	4,27
113 m	2,663	3,00	3,153	3,132	4,744	4,83
102 m	2,713	3,27	3,863	3,988	5,988	8,35

Es zeigt sich aus der vorstehenden Tabelle, dass die Regeln zur Ermittelung der Widerstände in den Curven sehr abweichende Resultate ergeben und ist namentlich zu bemerken, dass die Resultate der Weber'schen Versuche insofern mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmen, als die Wagen in den Zügen geführt werden,

Vuillemin u. s. w. fanden bei ihren Versuchen bei einer Maschine für gemischten Dienst bei Oelschmiere den betreffenden Reibungscoëfficienten für Geschwindigkeiten von 25—30 km pro Stunde zu 0,052.

In Bezug auf rollende Reibung ist bei den Rädern der Maschine zu bemerken, dass ein gutes Abwälzen des Radumfanges wegen der ungleichen Abnutzung der Triebradreifen durch gleitende Reibung weniger vorhanden ist, als bei den Wagenrädern.

Die Ursachen der ungleichen Abnutzung der Triebräder liegen:

1) in der Massenwirkung des Bewegungsmechanismus (Kurbelstangen, Kuppelstangen u. s. w.);
2) in den aus den Wirkungen des Dampfes entstehenden ungleichen Kräften.

Ebenso sind die der Locomotive eigenthümlichen, störenden Bewegungen (Zucken, Schlingern, Wogen, Wanken und Nicken) von bedeutendem Einflusse auf den Eigenwiderstand der Locomotive als Wagen.

Bei der Bewegung der Locomotiven in den Curven ist zu bemerken, dass dieselben nicht so flexibel sind, als die Wagen und zwar wegen der Kuppelung der Triebachsen, des Tenders u. s. w. und daher auch ein grösserer Curvenwiderstand für dieselben entsteht. Dieser Widerstand wird auch noch grösser deshalb, weil die Vorderachse der Maschine in den Curven nicht geführt wird, vielmehr erst durch die äussere Curvenschiene abgelenkt werden muss, wodurch sich auch die bedeutende Abnutzung des vorderen Räderpaares bei Locomotiven erklärt.

Die Reibungswiderstände der Locomotive als Dampfmaschine bestehen hauptsächlich aus:

a) Reibung der Kolben und Kolbenstangen;
b) Reibung der Kreuzköpfe in den Gleitbacken;
c) Reibung der Kurbel- und Kuppelstangen in ihren Lagern;
d) Reibung der Triebachsen in den Lagern, hervorgebracht durch den Druck der Kurbelstange, resp. durch den Druck der Achslager gegen die vorderen Achshalterwangen;
e) Schieberreibung und die durch den gesammten Steuerungsmechanismus verursachten Reibungswiderstände.

Ad a) Die Grösse der Kolbenreibung ist je nach der Construction der Kolben abhängig oder unabhängig von der Dampfspannung. Bei Anwendung von durch den eintretenden Dampf gespannten Kolbenringen wächst der Reibungswiderstand direct mit der Zunahme der mittleren Dampfspannung im Cylinder, während bei allen anderen für Locomotiven angewendeten Kolbenconstructionen der Reibungswiderstand als constant für jede beliebige Leistung der Maschine anzunehmen ist. Ebenso ist der Reibungswiderstand der Kolbenstange in der Stopfbüchse für jede Kraftäusserung der Maschine nahezu constant.

Ad b) Die Grösse des Druckes N, mit dem die Kreuzköpfe gegen die Gleitstücke gepresst werden, ist für Locomotiven annähernd:

$$N = p \frac{d^2\pi}{4} \frac{l}{2L} \sin\alpha;$$

hierbei ist p die mittlere, effective Dampfspannung vor dem Kolben, d der Cylinderdurchmesser, l der Kolbenhub, L die Länge der Kurbelstange und α der Winkel, den die Kurbel mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet.

Da in dieser Formel alle Grössen mit Ausnahme von p für verschiedene Lei-

stungen der Locomotive constant bleiben, so folgt, dass dieser Widerstand direct mit der Zugkraft der Locomotive wächst.

Ad c) Haben p und d die vorhin angegebene Bedeutung, und ist f der Reibungscoëfficient für die Kurbel-, resp. Kuppelstangen, so ist der auf die Kurbel-, resp. Kuppelzapfen ausgeübte Druck N:

$$N = afpd^2,$$

wobei a eine vom Kurbel-, resp. Kuppelzapfendurchmesser und der Stellung der Kurbel in Bezug auf die Bewegungsrichtung des Kolbens abhängige Grösse bezeichnet. Es wächst sonach auch dieser Widerstand, da f sowohl, als auch d von p unabhängig sind, direct mit der Zunahme der Zugkraft.

Ad d) Die Reibung der Triebachse in ihren Lagern ist nicht allein abhängig von der Belastung durch das Gewicht der Maschine, sondern auch von der Grösse der Zugkraft, da durch den Druck der Triebachslager gegen die vorderen, resp. hinteren Achshalterwangen die Maschine vorwärts, resp. rückwärts bewegt wird.

Da die Kräfte aber in verschiedener Richtung wirken, so ist die resultirende Componente für die Grösse dieses Widerstandes maassgebend. Es ergiebt sich daraus, dass auch dieser Widerstand in einem bestimmten Verhältnisse mit der Zunahme der Zugkraft wächst.

Ad e) Bezeichnet A die für die Schieberreibung in Rechnung zu ziehende Schieberfläche und f den Reibungscoëfficienten für die Schieberreibung, p den Dampfdruck im Schieberkasten, so ist, wenn S den grössten Schieberhub bezeichnet, alsdann für eine Umdrehung die grösste Reibungsarbeit $= pf \cdot A \cdot 2S$. Ist s der kleinste Schieberweg, so ist die Reibungsarbeit des Schiebers im Minimum $p \cdot A \cdot f \cdot 2s$ und sonach die grösste Zunahme der Reibungsarbeit des Schiebers $2pf \cdot A(S-s)$.

Für diesen Ausdruck ist im Allgemeinen annähernd $p \cdot f$ und A als constant anzunehmen und sonach wird das Wachsen dieses Reibungswiderstandes nur durch die Zunahme des Weges $S-s$ bedingt, d. h. durch die vergrösserte Leistung der Locomotive.

Die Reibungswiderstände der Schieberstange in den Stopfbüchsen, der Coulissenblöcke, der verschiedenen Bolzen, der Excentriks endlich selbst sind ebenfalls proportional dem Widerstande $2pfA(S-s)$ und sonach auch gleichzeitig abhängig von der Grösse des Schieberweges oder von der Leistung der Locomotive.

Das Pumpen des Kesselwassers ist ebenfalls bei denjenigen Maschinen, welche noch mit Wasserspeise-Apparaten, die durch die Maschine bewegt werden, versehen sind, als Widerstand mit in Rechnung zu ziehen. Da je nach der Inanspruchnahme der Locomotive mehr oder weniger Wasser verbraucht wird, so ist auch dieser Widerstand mit der Zugkraft der Maschine variabel.

§ 14. Versuche, um den Eigenwiderstand der Locomotive zu bestimmen. — Die verschiedenen Methoden, um den Eigenwiderstand der Locomotiven zu ermitteln, sind folgende. Man bestimmt denselben:

1) dadurch, dass man den Dampfdruck so weit heruntergehen lässt, dass er eben noch genügt, um die Locomotive allein ohne Tender fortzubewegen;
2) durch Herablaufenlassen von einer schiefen Ebene;
3) dadurch, dass man die Locomotive mit einer gewissen Geschwindigkeit fortbewegt und alsdann frei laufen lässt;
4) durch Dynamometer.

Die erstere Methode ist eigentlich wohl die rationellste, da durch dieselbe nur allein der Eigenwiderstand der Locomotive bestimmt werden kann.

Bei den anderen 3 Methoden ist immer zu berücksichtigen, dass beim Leergange der Locomotive eine gewisse Luftmenge in die Cylinder gesogen werden muss, wozu die Cylinderhähne nicht ausreichen. Es müssten für diesen Fall grössere Hähne zum Ein- und Auslassen der Luft vorhanden sein.

Der alsdann nach der ersten Methode bestimmte Eigenwiderstand der Locomotive gilt nur für den Fall, wenn sie keine Last zieht. Zieht die Locomotive eine bestimmte Last fort, so wird der Eigenwiderstand grösser, da die Reibung der einzelnen Maschinentheile als: Schieber, Steuerung, Kurbelstange u. s. w. mit der Zunahme der Stärke des Zuges ebenfalls wächst.

Aus Indicator-Versuchen, wobei die Maschine mit dem Tender sich allein auf der Bahn bewegte, fand Welkner für eine Maschine mit 2 Triebachsen Werthe, welche der Formel $(8 + 0{,}0114\, v^2)$ kg pro Tonne vom Gewichte der Maschine incl. Tender und für eine dreifach gekuppelte Maschine $(12 + 0{,}0114\, v^2)$ kg pro Tonne entsprechen, wobei v die Geschwindigkeit des Zuges in Kilometern pro Stunde ist.

Fernere Versuche, bei denen die Maschinen von geneigten Ebenen herabgelassen wurden, ergaben, dass in jedem Falle der Widerstand um 2 kg pro Tonne geringer ist, wenn die Maschine sich ganz ohne Dampf auf der Bahn bewegt, so dass die Reibung von 2 kg pro Tonne des Eigengewichts der Einwirkung des Dampfes auf die Reibungswiderstände der Maschine zuzuschreiben ist.

Welkner setzt hiernach für Maschinen mit 1 Triebachse $(6 + 0{,}0114\, v^2)$ kg mit 2 Triebachsen $(8 + 0{,}0114\, v^2)$ kg, mit 3 Triebachsen $(12 + 0{,}0114\, v^2)$ kg pro Tonne vom Eigengewichte der Maschine incl. Tender.

Bei den von Vuillemin, Guébhard und Dieudonné auf der französischen Ostbahn angestellten Versuchen liess man:

1) Maschine und Tender nach Erreichung einer gewissen Geschwindigkeit mit geschlossenem Regulator weiter laufen und beachtete die Anfangsgeschwindigkeit und den durchlaufenen Weg, woraus sich folgende Resultate ergaben:

a) Maschine mit 2 gekuppelten Achsen incl. Tender zeigte bei einer mittleren Geschwindigkeit von:

11 km pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 3,2 kg,
15 - - - - - - - - 4 -
20 - - - - - - - - 4,35 -
23 - - - - - - - - 5,70 -

b) Güterzugmaschine mit 3 gekuppelten Achsen incl. Tender bei:

9 km pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 5,32 kg,
12 - - - - - - - - 6,43 -
16 - - - - - - - - 7,52 -

2) Es wurde eine völlig montirte und geheizte Maschine sammt Tender von einer anderen gezogen und die Zugkraft mit dem Dynamometer beobachtet; die gezogene Maschine lief mit geschlossenem Regulator, Steuerung auf der Mitte und offenen Cylinderhähnen. Man erhielt:

a) bei einer Maschine mit 1 Triebachse und
45 km Geschwindigkeit pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 5,48 kg,

b) bei einer Maschine für gemischten Dienst mit 2 gekuppelten Achsen und
45 km Geschwindigkeit pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 6,41 kg,

c) bei einer Güterzugmaschine mit 3 gekuppelten Achsen und

24 km Geschwindigkeit pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von	9,52 kg,
26 - - - - - - - - - -	10,24 -

Die durch Schleppen der Maschine gefundenen Widerstände sind hiernach grösser, als die auf dem erstgenannten Wege ermittelten. Es ist aber dabei zu berücksichtigen, dass die Geschwindigkeiten grössere waren und die Schmierung der Kolben und Schieber nicht so gut war, als bei den ersteren Versuchen, wo die Maschine nach geschlossenem Regulator nur wenige 100 Meter zurückzulegen hatte, während sie hier mehrere Kilometer durchlief.

Nach den bei der zweiten Methode erhaltenen Zahlenwerthen laufen ungekuppelte, sowie Maschinen mit 2 gekuppelten Achsen für gemischten Verkehr allein auf einem Gefälle von etwa $\frac{5}{1000} - \frac{6}{1000}$, Güterzugmaschinen mit 3 gekuppelten Achsen auf einem Gefälle von $\frac{9}{1000} - \frac{10}{1000}$.

Bei einer vierfach gekuppelten Lastzugmaschine nebst Tender, in kaltem Zustande geschleppt, fand sich der Widerstand zu 21,5 kg pro Tonne bei einer Geschwindigkeit von 6 bis 10 km pro Stunde.

Der Widerstand der Tender ergab sich bei einer Geschwindigkeit von

27—32 km pro Stunde zu 5,16 kg pro Tonne,
45 - - - - 7,00 - - -

Bei Abnahme der Pleuelstangen fand sich der Widerstand etwa um 48 % für die Locomotive allein excl. Tender verringert; es betrug der Widerstand in völlig montirtem Zustande für:

Maschinen für gemischten Verkehr	28 km	Geschwindigkeit	9,6 kg,
- - Güterzug, dreifach gekuppelt	28 -	-	12,5 -
vierfach gekuppelte Lastzugmaschinen kalt .	6—10 -	-	21,5 -

bei abgenommenen Pleuelstangen:

Maschinen für gemischten Verkehr	28—35 km	Geschwindigkeit	5,22 kg,
- - Güterzug, dreifach gekuppelt	24—27 -	-	6,15 -
vierfach gekuppelte Lastzugmaschinen kalt .	6—10 -	-	11,0 -

Der additionelle Widerstand, welcher durch Arbeiten der Maschine bei vollem Dampfe erzeugt wird, ergab sich für Güterzug-Locomotiven (dreifach gekuppelt) zu 3,02 kg pro Tonne, und kann man annehmen, dass bei den Locomotiven für Personenzüge und gemischten Dienst diese Zahl nicht über 3 kg pro Tonne steigt. Unter dieser letzteren Voraussetzung ergeben sich folgende Resultate für die einzelnen Widerstände der Locomotiven:

	Ungekuppelte Maschinen für Personenzüge excl. Tender	Maschinen mit 2 gekuppelten Achsen excl. Tender	Maschinen mit 3 gekuppelten Achsen excl. Tender
Widerstand kalter Maschinen bei abgenommenen Pleuelstangen	3 kg	5,22 kg	6,15 kg
Widerstand geschleppter, kalter Maschinen, völlig montirt	+ 2 -	+ 4,38 -	+ 6,05 -
Additioneller Widerstand	3 -	3,0 -	3,02 -
Gesammtwiderstand pro Tonne	= 8,0 kg	12,6 kg	15,22 kg.

§ 15. Versuche zur Ermittelung des Widerstandes eines Zuges. — Versuche zur Ermittelung des Totalwiderstandes eines Zuges werden entweder mit Hülfe von Dynamometern angestellt, oder aus Indicator-Diagrammen berechnet.

Ausser den Messungen der Zugkraft sind ferner noch Messungen der Geschwindigkeit und des Luftwiderstandes erforderlich, um genaue Resultate zu erhalten.

Die Dynamometer sind entweder so eingerichtet, dass die Zugkraft von einem Zifferblatte abgelesen wird, oder dass dieselbe während der Fahrt aufgezeichnet wird.

Zu den ersteren gehört der Dynamometer von Schäffer und Buddenberg. Derselbe ist in Fig. 9—12, Tafel II dargestellt. Vermittelst der beiden Bügel *b* wird derselbe in die betreffenden Zughaken der Fuhrwerke eingehängt. Auf dem Zifferblatte *a* bewegt sich der Zeiger *t*, der die jederzeit vorhandene Zugkraft angiebt. Die Federkraft dieses Instrumentes wird durch kleine, gewellte Stahlplatten (siehe Fig. 11 und 12) hervorgebracht.

Bei dem Gebrauche dieses Instrumentes schwankt der Zeiger, wenn das Instrument unmittelbar hinter dem Tender angebracht ist, je nach der Inanspruchnahme um 250 bis 500, oft sogar 750 kg während der Fahrt, so dass ganz genaue Resultate hiermit nicht zu erlangen sind. Ebenso ist beim Anfahren die grösste Vorsicht zu gebrauchen, da durch unvorsichtiges Anfahren dasselbe leicht beschädigt werden kann.

Der von Vuillemin, Guébhard und Dieudonné benutzte Apparat ist in den Fig. 1—3, Tafel II dargestellt. Der Apparat war in einem bedeckten Güterwagen, welcher unmittelbar hinter dem Tender lief, angebracht.

Der bewegliche Federbügel *a* der Dynamometerfeder ist mit der Zugstange des Wagens und der feste Federbügel *b* mit dem Wagengestelle fest verbunden. An dem beweglichen Bügel *a* ist ein Bleistift *e* angebracht, der, je nachdem die Feder mehr oder weniger angespannt ist, sich mit der Durchbiegung der Feder bewegt. Der Bleistift zeichnet nun diese Durchbiegung auf einen Papierstreifen, der auf der Rolle *d* aufgewickelt ist und welche letztere durch ein in dem Kasten *f* befindliches Uhrwerk bewegt wird.

Mit Hülfe des Bleistiftes *g* werden die Wege mit der Hand angezeichnet. Durch einen im Kasten *l* befindlichen Zähler, welcher seine Bewegung durch ein Excentrik *m* von der Achse des Wagens erhält, wird der Weg gemessen. Geräth der Zähler in Unordnung, so wird derselbe mit Hülfe der Meilensteine wieder in Ordnung gebracht. Der Bleistift *h* dient dazu, um die Zeiten zu markiren.

Es ist nothwendig, dass ein zweiter Beobachter die Zeiten noch mit der Hand notirt, da durch die vorkommenden Schwankungen des Wagens das Uhrwerk leicht in Unordnung gerathen kann.

Auf dem Dache ist eine Windfahne angebracht, welche im Inneren des Wagens die Windrichtung, die mit Hülfe eines Compasses genau festgestellt wird, angiebt.

Es ist hier ferner noch der Holzt'sche Dynamograph zu erwähnen, welcher auf verschiedenen Bahnen (auf der Königl. Preuss. Ostbahn, der Niederschlesisch-Märkischen Bahn u. s. w.) angewendet wird. Durch diesen Apparat wird 1) die Zugkraft der Locomotive geprüft und normirt; 2) die Leistung der Locomotive controlirt und zwar sowohl in Bezug auf die geförderte Last, als Innehaltung der Fahrzeit; 3) eine Controle der Züge bei der Beförderung ausgeübt. Bezüglich der Beschreibung und Zeichnung dieses Apparates muss auf das Organ für Eisenbahnwesen 1869, pag. 12 verwiesen werden.

Die mit Hülfe von Indicator-Versuchen von einigen Experimentatoren erlangten Formeln sollen in diesem Paragraphen mitgetheilt werden, sowie ferner die Aufnahme

von Indicator-Diagrammen zur Ermittelung der Zugkraft in einem späteren Paragraphen näher erörtert werden wird.

Von den in früherer Zeit angestellten Versuchen sind namentlich zu erwähnen diejenigen von Pambour, Harding, Gooch, Clark, Welkner u. A.

Die auf Grund dieser Versuche aufgestellten Formeln geben aber Resultate, die unter den jetzigen Verhältnissen nicht mehr brauchbar sind.

Von den früheren Versuchen verdienen die des Engländers Clark namentlich deshalb Erwähnung, weil derselbe zuerst eine einfache praktische Formel für den Zugwiderstand aufstellte.

Die Versuche von Clark wurden auf schottischen Bahnen angestellt und zwar in der Weise, dass er mit Hülfe eines Indicators an den Cylindern der Zug-Locomotive Diagramme abnahm, aus denen der Widerstand alsdann berechnet wurde. Darnach ist für den ganzen Zug (Locomotive, Tender und Wagen) der Widerstand W in Kilogrammen pro Tonne des Zuggewichtes:

$$W = 3{,}57 + \frac{v^2}{444}$$

wobei v die mittlere Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde bezeichnet.

Zu bemerken ist, dass diese Formel für heutige Verhältnisse, als zu hohe Werthe gebend, nicht brauchbar ist.

Auf der hannoverschen Bahnstrecke Minden-Hannover wurde im Jahre 1860 ein Versuch mittelst eines Dynamometers (Fig. 9—12, Tafel II) bei einem beladenen Kohlenzuge ausgeführt. Es wurde dabei für eine Geschwindigkeit von 1,5 m — 3 m pro Sec. ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{592}$ und bei einer Geschwindigkeit von 9,4 m — 11 m ein solcher von $\frac{1}{465}$ ermittelt. Die Geschwindigkeit wurde dabei durch Notiren der Meilensteine beobachtet.

Die von Vuillemin u. s. w. auf Grund der bereits früher erwähnten Versuche aufgestellten Formeln für den Widerstand W sind:

1) Für Güterzüge mit Geschwindigkeiten von 12—32 km pro Stunde:

a) $\frac{W}{Q} = 1{,}65 + 0{,}05\, v$, wenn die Wagen mit Oel geschmiert werden;

b) $\frac{W}{Q} = 2{,}3 + 0{,}05\, v$, wenn die Wagen mit Fett geschmiert werden;

2) für Personen- und gemischte Züge mit Geschwindigkeiten von 32—50 km pro Stunde:

$$\frac{W}{Q} = 1{,}8 + 0{,}08\, v + \frac{0{,}009\, A v^2}{Q},$$

3) für Personenzüge mit Geschwindigkeiten von 50—65 km pro Stunde:

$$\frac{W}{Q} = 1{,}8 + 0{,}08\, v + \frac{0{,}006\, A v^2}{Q},$$

4) für Schnellzüge mit Geschwindigkeiten von 70—80 km pro Stunde:

$$\frac{W}{Q} = 1{,}8 + 0{,}14\, v + \frac{0{,}004\, A v^2}{Q},$$

wobei Q das Gewicht des Zuges excl. Maschine und Tender, v die Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde und A die Stirnfläche des Trains in qm bezeichnet.

Auf der Oesterreichischen Südbahn wurden Versuche mittelst eines Dynamo-

meters gemacht, um die Widerstände der Eisenbahnfahrzeuge zu ermitteln. Es wurden zu diesem Zwecke Züge von gleichartigen Wagen zusammengestellt und das Totalgewicht derselben genau ermittelt. Die Versuche fanden bei windstillem Wetter statt. Sämmtliche Wagen hatten Lagerfutter aus Rothguss und wurden mit fester Schmiere aus Talg, Palmöl und Lauge geschmiert.

Für 8rädrige, bedeckte Güterwagen, bei denen die Kastenlänge 8,53 m, die Entfernung der beiden Drehgestelle 5,53 m, der Radstand jedes Gestelles 1,32 m, der Raddurchmesser 1 m und der Schenkeldurchmesser 0,065 m betrugen, wurde für 1000 kg auf gerader, horizontaler Strecke ein Widerstand ermittelt von 2,25 kg bei 15 km, von 2,42 kg bei 15—22,5 km, von 2,68 kg bei 22,5—30 km, von 2,92 kg bei 30—37,5 km und von 3,15 kg bei 37,5—45 km Zuggeschwindigkeit pro Stunde.

Für 4rädrige, gedeckte Güterwagen von 5,8 m Kastenlänge, 2,9 m Radstand, 1,0 m Raddurchmesser und 0,08 m Schenkeldurchmesser wurde für 1000 kg auf gerader, horizontaler Strecke ein Widerstand ermittelt von 2,33 kg bei 15 km, von 2,73 kg bei 30—37,5 km, von 2,9 kg bei 37,5—45 km und 3,21 kg bei 45—52,5 km Zuggeschwindigkeit pro Stunde.

Auf der Köln-Mindener Bahn sind in den Jahren 1866 und 1869 Versuche zur Ermittelung der Widerstände der Eisenbahnwagen angestellt:

a) mit einem leeren Versuchszuge, bestehend aus dem Versuchswagen und 40 Stück zweiachsigen Kohlenwagen à 10000 kg Tragfähigkeit mit einem Brutto-Gewicht von 233000 kg.

b) mit einem beladenen Versuchszuge, bestehend aus dem Versuchswagen und denselben 40 Stück Kohlenwagen, welche mit Schienen beladen wurden, ein Brutto-Gewicht von 638650 kg (excl. Maschine und Tender) repräsentirend.

Die Länge des Versuchszuges betrug 278 m. Der geometrische Inhalt der Seitenfläche des Zuges war ca. 371 qm.

Der zweiachsige Versuchswagen hatte ein Gewicht von 8320 kg und befand sich zwischen der Maschine und dem Kohlenwagenzuge, folgende Apparate enthaltend:

a) Zur Bestimmung der Zuggeschwindigkeit:
  1) Meilensteinnummer-Zählapparat mit Glocke,
  2) Geschwindigkeits-Anzeiger mit Zifferblatt, Zeiger und Schreibapparat zur Aufzeichnung von Geschwindigkeits-Diagrammen,
  3) Wegmesser mit Schreibapparat zum Aufzeichnen von Weg-Diagrammen,
  4) Uhr mit Minuten- und Secundenzeiger;

b) zur Bestimmung der Zugkraft:
  1) Feder-Dynamometer von Schäffer & Buddenberg,
  2) Hebel-Dynamometer mit Schreibapparat zur Aufzeichnung von Kraft-Diagrammen;

c) zur Ermittelung des Luftwiderstandes:
  1) Wind-Seitendruckmesser mit Zeiger und Scala versehen, den senkrecht zur Fahrrichtung auftretenden Luftdruck in Pfunden pro Quadratfuss Fläche angebend, versehen mit einer Schreibvorrichtung zur Aufzeichnung von Wind-Seitendruck-Diagrammen;
  2) Wind-Kopfdruckmesser mit Zeiger und Scala, welcher den in der Fahrrichtung auftretenden Luftdruck in Pfunden pro Flächen-

einheit angiebt, verbunden mit einer Schreibvorrichtung zur Aufzeichnung von Wind-Kopfdruck-Diagrammen.

Als Durchschnittswerthe für horizontale, gerade Linie bei Windstille haben sich ergeben:

a) Leerer Versuchszug

bei 7,2 m pro Secunde durchschnittlicher Geschwindigkeit eine Zugkraft von $\frac{27,92}{10000}$ der Bruttolast, bei 11,161 m $\frac{38,16}{10000}$.

b) Beladener Versuchszug

bei einer Geschwindigkeit von 5,975 m pro Secunde $\frac{15,2}{10000}$ der Bruttolast;

- - - - 10,862 m - - $\frac{21,89}{10000}$ - -

Die Resultate von 1866 waren nur wenig abweichend hiervon.

Die Zugkraft für den beladenen Zug ist verhältnissmässig ganz erheblich geringer, als die für den leeren Zug.

Der Einfluss des Windes hat sich als sehr bedeutend herausgestellt. Die Durchschnitts-Ermittelungen für die Fahrten auf gerader Strecke mit Wind haben ergeben:

durchschnittlicher Wind-Seitendruck 5,076 kg pro qm,
- Wind-Kopfdruck 4,264 - - -

sonach Vermehrung der Zugkraft für die Horizontale um 27 %.

Die Versuche haben überhaupt gezeigt, wie sehr besondere, unvorherzusehende Einflüsse die für einen Eisenbahnzug nöthige Kraftanstrengung vermehren können. Bei einem Zuge, wo die normale, durchschnittliche Zugkraft für die Horizontale 28,42 betragen haben würde, hat dieselbe wirklich 63,15 betragen.

Die Total-Durchschnittswerthe aus sämmtlichen Fahrten haben sich ergeben, wie folgt:

a) für den leeren Zug:

Total-Durchschnittswerth des Widerstandes für die Horizontale

$$= \frac{38,71}{10000} \text{ der Bruttolast,}$$

bei 8,85 m mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendruck von 1,73 kg und Wind-Kopfdruck von 1,42 kg pro qm;

b) für den beladenen Zug:

Total-Durchschnittswerth des Widerstandes wie vor

$$= \frac{20,5}{10000} \text{ der Bruttolast,}$$

bei 8,3 m mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendrucke von 1,98 kg und Wind-Kopfdrucke von 3,35 kg pro qm.

§ 16. Zusammenstellung der verschiedenen Formeln und Resultate für den Gesammtwiderstand eines Zuges auf gerader, horizontaler Bahn. — Nach Clark ist:

$$1) \quad W = \left(3,57 + \frac{v^2}{444}\right) Q$$

hierbei ist:

W = Widerstand des Zuges in Kilogrammen.
v = Geschwindigkeit des Zuges in Kilometern pro Stunde;
Q = Gesammtgewicht des Zuges in Tonnen à 1000 kg.

Nach den von **Vuillemin, Dieudonné** und **Guébhard** angestellten Versuchen ist der Widerstand der Wagen:

2) a) für Güterzüge mit Geschwindigkeiten von 12—32 km pro Stunde:

$$W = (1{,}65 + 0{,}05\,v)\,Q;$$

b) für Personen- und gemischte Züge mit Geschwindigkeiten von 32—50 km pro Stunde:

$$W = (1{,}8 + 0{,}08\,v)\,Q + 0{,}009\,A\,v^2;$$

c) für Personenzüge mit Geschwindigkeiten von 50—65 km pro Stunde:

$$W = (1{,}8 + 0{,}08\,v)\,Q + 0{,}006\,A\,v^2;$$

d) für Schnellzüge mit 70—80 km Geschwindigkeit pro Stunde:

$$W = (1{,}8 + 0{,}14\,v)\,Q + 0{,}004\,A\,v^2.$$

Hierbei ist:

Q = das Gewicht der Wagen in Tonnen à 1000 kg;
v = Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde;
A = Stirnfläche des Trains (5 qm);
W = Widerstand der Wagen in Kilogrammen.

Nach den auf der Oesterreichischen Südbahn angestellten Versuchen ist:

3) der mittlere Widerstand der Wagen:

a) bei 8rädrigen, gedeckten Lastwagen pro 1000 kg

W = 2,25 kg	bei	15 km	Geschwindigkeit	pro	Stunde,
- = 2,42 -	-	15—22,5	-	-	-
- = 2,68 -	-	22,5—30	-	-	-
- = 2,92 -	-	30—37,5	-	-	-
- = 3,15 -	-	37,5—45	-	-	-

b) bei 4rädrigen, gedeckten Lastwagen

W = 2,33 kg	bei	15 km	Geschwindigkeit	pro	Stunde,
- = 2,73 -	-	30—37,5	-	-	-
- = 2,90 -	-	37,5—45	-	-	-
- = 3,21 -	-	45—52,5	-	-	-

Die auf der Köln-Mindener Bahn angestellten Versuche haben für den Gesammt-Widerstand der Wagen ergeben:

4) a) für den leeren Zug:

$$\text{den Widerstand} = \frac{38{,}71}{10000}$$

bei 8,87 m mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendrucke von 1,73 kg und Wind-Kopfdrucke von 1,42 kg pro qm;

b) für den beladenen Zug:

$$\text{den Widerstand} = \frac{20{,}5}{10000}$$

bei 8,3 m mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendrucke von 1,98 kg und Wind-Kopfdrucke von 3,35 kg pro qm.

§ 17. Aufstellung einer die verschiedenen neueren Versuchs-Resultate berücksichtigenden Formel.

In der Formel für den Widerstand eines Eisenbahnzuges $a + bv + cv^2$ (wobei a, b und c von der Zuggeschwindigkeit v unabhängige Grössen sind) stellt bekanntlich das zweite Glied bv diejenigen Widerstände dar, welche durch das Schlängeln der Wagen im Gleise entstehen, indem dabei angenommen wird, dass diese Widerstände mit der ersten Potenz von v wachsen, wofür aber ein mathematischer Beweis nicht

zu führen ist. Um eine einfachere Formel zu erhalten, verbindet man zweckmässiger diese Widerstände mit dem dritten mit v^2 behafteten Gliede, was auch ohne grossen Fehler geschehen kann, und erhält dann eine Formel von der Form $a + b v^2$.

Das erste von der Geschwindigkeit unabhängige Glied giebt den Werth des Widerstandes für Zapfenreibung und rollende Reibung. Setzt man nun zunächst für Wagen die Grösse der Zapfenreibung nach § 3 zu $\frac{1}{1200}$ der Bruttolast und die rollende Reibung, welche nach Pambour (siehe § 4 dieses Capitels) etwa $\frac{1}{1000}$ der Bruttolast beträgt, zu dem gleichen Werthe von $\frac{1}{1200}$, so ergiebt sich für beide Reibungswiderstände ein Werth von $\frac{1}{600}$, wofür wir $\frac{1,5}{1000}$ nehmen wollen.

Es ist sonach, wenn W_w den Widerstand der Wagen und Q_w das Gewicht der Wagen in Kilogrammen und v die Zuggeschwindigkeit in Kilometern pro Stunde bezeichnet:

$$W_w = (1,5 + b v^2) \frac{Q_w}{1000};$$

Für b ist zweckmässig auf Grund der neueren Versuche zu setzen $b = \frac{1}{1000}$ und es ist dann:

$$W_w = \left(1,5 + \frac{v^2}{1000}\right) \frac{Q_w}{1000}.$$

Da nun für leere und beladene Wagen die Widerstandscoëfficienten nicht gleich sind, so ist das zweite Glied der rechten Seite $\frac{v^2}{1000}$ noch mit einem Coëfficienten k zu multipliciren, welcher der Belastung der Wagen Rechnung trägt, und es ist alsdann:

$$W_w = \left(1,5 + k \frac{v^2}{1000}\right) \frac{Q_w}{1000}.$$

Zur Bestimmung des Coëfficienten k kann man annähernd setzen $k = \sqrt{\frac{Q_s}{Q_w}}$, wobei Q_s das Gewicht der Wagen bezeichnet, wenn sie nach Maassgabe ihrer Tragfähigkeit voll beladen sind, so dass also für voll beladene Wagen $\frac{Q_s}{Q_w} = 1$ ist.

Nach dieser Formel kann man den Widerstand der Eisenbahnzüge excl. Maschine für heutige Verhältnisse finden.

Hierzu kommt nun noch der Widerstand der Locomotive als Fuhrwerk. Nach dem im § 13 Mitgetheilten setzt der Widerstand der Locomotive sich zusammen aus dem Widerstande der eigentlichen Maschine und dem Widerstande derselben als Fuhrwerk.

Den letzteren Widerstand haben wir hier nur ins Auge zu fassen. Dieser Widerstand wächst nun offenbar mit der Zahl der gekuppelten Achsen (resp. der Triebachsen). Bezeichnet n die Zahl der Triebachsen, so kann man den Widerstand einer Locomotive als Fuhrwerk zweckmässig setzen:

$$W_e = \left(4 \sqrt{n} + \frac{2}{1000} v^2\right) \frac{Q_e}{1000}$$

und ist daher der Gesammtwiderstand des Zuges:

$$W = W_w + W_e = \left(1,5 + k \frac{v^2}{1000}\right) \frac{Q_w}{1000} + \left(4 \sqrt{n} + \frac{2}{1000} v^2\right) \frac{Q_e}{1000}.$$

Die vorstehende Formel giebt den Widerstand für gerade horizontale Strecke an. Für Curven und Steigungen ist noch der entsprechende Werth hinzuzusetzen.

Zu bemerken ist noch, dass bei der Bewegung eines Zuges in einer Curve noch zu berücksichtigen ist, dass das Schlängeln der Wagen in Wegfall kommt, dieser Widerstand also verschwindet.

§ 18. Ueber die Mittel, um die Widerstände der Wagen zu vermindern. — Um die Widerstände der Eisenbahnfuhrwerke bei ihrer Bewegung auf ein Minimum reduciren zu können, ist eine genaue Kenntniss derselben und zwar genauer, als wir sie jetzt besitzen, nothwendig. Es lässt nun aber auch ohne ganz mathematisch genaue Bestimmung dieser Widerstände Manches zur Herabziehung dieser Werthe sich thun, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird.

Um zunächst die zur Ueberwindung der Schenkelreibung erforderliche Reibungsarbeit auf ein Minimum zu reduciren, ist zunächst zu untersuchen, unter welchen Umständen der Ausdruck $Wv = fQ\frac{r}{R}v$ ein Minimum wird. Da der Reibungscoëfficient f für alle auf den Eisenbahnen vorkommenden Geschwindigkeiten und Belastungen als constant anzunehmen ist, so folgt, dass die Reibungsarbeit gleichzeitig ein Minimum mit dem Reibungswiderstande wird, und ist daher nur erforderlich, den letzteren zu einem Minimum zu machen.

Der Zapfenreibungswiderstand der Wagenachsen ist $W = fQ\frac{r}{R}$, wobei f der Reibungscoëfficient, Q die Belastung des Schenkels, r der Schenkelradius und R der Radradius ist. Es ist sonach der Zapfenreibungswiderstand desto kleiner, je kleiner f, Q und r und je grösser R ist. Der Reibungscoëfficient f ist abhängig von der Beschaffenheit der sich berührenden Körper und von dem Schmiermaterial, welches zum Schmieren der Achsen verwendet wird.

Bei der Bestimmung der aufeinander sich reibenden Materialien ist zunächst allgemein maassgebend, dass die Abnutzung des Schenkels möglichst gering der des Achslagers gegenüber wird, da der Ersatz des Schenkels, resp. der Achse kostspieliger ist, als der Ersatz eines Achslagers, und andererseits die Abnutzung des Schenkels immer eine Verminderung der Tragfähigkeit der Achse mit sich führt.

Das zweckmässigste Metall für die Achsen in dieser Beziehung ist Gussstahl, da hierbei die Oberfläche des Schenkels eine möglichst glatte, homogene Oberfläche darbietet und der Abnutzung weniger unterworfen ist, als bei eisernen Achsen. Für die Achslager empfiehlt sich dagegen ein der Belastung der Auflagerfläche pro Flächeneinheit noch entsprechendes, aber dabei möglichst weiches Metall.

Das Schmiermaterial muss möglichst den hier obwaltenden Verhältnissen entsprechend gewählt und continuirlich zugeführt werden.

Eine Reducirung von Q ist nur durch Verminderung des todten Gewichts der Wagen zu ermöglichen.

Eine Verminderung von r wird, da diese Zahl den Festigkeits-Verhältnissen entsprechen muss, eben dadurch erreicht, dass man Gussstahl zu den Achsen verwendet, wodurch gegen Eisen bei gleicher Festigkeit ein geringerer Durchmesser, gleichzeitig aber auch eine kleinere Auflagerfläche erzielt wird.

Eine Vergrösserung des Raddurchmessers empfiehlt sich nicht, weil dadurch das Gewicht der Achsen vermehrt wird und andere Uebelstände wieder hervortreten, welche den erreichten Vortheil mehr als compensiren.

Die rollende Reibung wird ausgedrückt durch den Werth.

$$f\frac{Q}{R} \text{ oder } f\frac{Q}{\sqrt{R}}$$

Der Reibungscoëfficient f der rollenden Reibung ist zunächst abhängig von der Härte der sich berührenden Materialien.

Er wird desto geringer, je grösser die Härte der Materialien ist. Es empfiehlt sich daher aus diesen Gründen sowohl zu den Radreifen als zu den Schienen möglichst hartes Material zu nehmen. Die Anwendung des Gussstahls sowohl zu Radreifen als zu Schienen gewährt daher den Vortheil, dass die rollende Reibung dadurch vermindert wird.

Was endlich die beiden Grössen Q und R anlangt, so gilt hierbei das vorhin bei der Zapfenreibung Gesagte ebenfalls.

Auch ist eine gute Unterhaltung der Achslager und der Achslager-Führungen von Wichtigkeit, da bei zu grossem, sich nach und nach bildendem Spielraume die Wagen leicht grosse Schwankungen während der Fahrt erleiden.

Die durch die Unebenheit der Bahn entstehenden Widerstände werden durch möglichst gute Unterhaltung der Bahn vermieden oder wenigstens auf ein Minimum gebracht.

Die vorkommenden Stösse werden durch Tragfedern gemildert, so zwar, dass nur die Achsen mit den Rädern hiervon zunächst zu leiden haben, und die Tragfedern weiter verhindern, dass die Wirkung des Stosses auf das ganze Wagengewicht übertragen wird.

Der durch die Schienenstösse herbeigeführte Arbeitsverlust wird desto geringer, je länger die Schienen sind.

Um den Widerstand in den Curven zu vermindern, muss auf die auf der Thüringischen Bahn hierüber angestellten Versuche verwiesen werden, wobei man gefunden hat, dass ein vermehrtes Höherlegen der äusseren Schiene, als gerade zur Ueberwindung der Centrifugalkraft nothwendig war, einen günstigeren Effect in Bezug auf den Widerstand hervorbrachte.

Die Schienen sind in den Curven nicht in Verband zu legen, da die Wagen bei gelegtem Verbande unruhiger gehen.

Bei 6rädrigen Wagen giebt man der mittleren Achse einen Spielraum für eine seitliche Bewegung.

Der Luftwiderstand liesse sich nur dadurch herabziehen, dass die Stirnwand der Wagen, resp. der Locomotive eine gekrümmte Fläche erhielten.

Der Luftwiderstand pro Wagen ist desto kleiner, je grösser die Anzahl der Wagen und je geringer die Zuggeschwindigkeit ist.

Durch Anwendung von Scheibenrädern statt Speichenrädern wird der Luftwiderstand vermindert.

Für den Widerstand auf Steigungen ist es zweckmässig, dieselben so zu legen, dass dadurch möglichst wenig bewegende Arbeit verloren geht, d. h. dass ein möglichst geringer Gebrauch von den Bremsen gemacht wird.

So z. B. ist es vortheilhaft, die Bahnhöfe so anzuordnen, dass auf beiden Seiten Gefälle vorhanden ist. Es wird alsdann beim Einlaufen die Anwendung der Bremsen möglichst vermieden, und beim Auslaufen erlangt der Zug durch die Wirkung der Schwere auf dem Gefälle viel rascher eine grössere Geschwindigkeit; allerdings hat man dann wieder den Nachtheil, dass, wenn die Züge vor dem Bahnhofe halten müssen, beim

Wiederingangsetzen, weil der Zug alsdann auf einer Steigung hält, leicht Ketten zerreissen.

Es ist ferner vortheilhaft, die Wagen möglichst stark zu belasten, da nach den auf der Köln-Mindener Bahn angestellten Versuchen unter sonst nahezu gleichen Umständen für den beladenen Zug ein Widerstandscoëfficient von $\frac{20,5}{10000}$ und für den leeren Zug von $\frac{38,71}{10000}$ sich ergeben hat.

Vuillemin, Dieudonné und Guébhard fanden ebenfalls bei ihren Versuchen, dass bei starker Belastung der Wagen der Zugwiderstand 5,09 kg und bei schwacher Belastung 6,26 kg pro Tonne betrug; bei einer zweiten Versuchsreihe fand sich im Mittel für starke Belastung 5,06 kg und für geringe Belastung ein Widerstandscoëfficient von 5,87 kg pro Tonne.

§ 19. Mittel, um die Widerstände der Locomotiven zu vermindern. — Für die Widerstände der Locomotiven, wenn man dieselben als Wagen betrachtet, gilt das eben Gesagte.

Die der Locomotive eigenthümlichen, störenden Bewegungen vermehren theilweise die Widerstände, und ist daher eine Verminderung der störenden Bewegungen von vortheilhaftem Einflusse auf die Grösse des Eigenwiderstandes der Locomotiven.

Bezüglich des Widerstandes der Locomotiven in den Curven ist zu erwähnen, dass man wegen der starreren Verbindung der Achsen bei Locomotiven den Radstand in engeren Grenzen halten muss.

Um den Curven-Widerstand, der namentlich auf die vordere Achse der Locomotive in hohem Grade einwirkt, zu vermindern, hat man die Locomotiven mit drehbaren Vordergestellen versehen. Man giebt auch der mittleren Achse einen gewissen Spielraum für einheitliche Bewegung.

Man hat ferner versucht, da die Flantschen der Vorderräder einer sehr starken Abnutzung unterworfen sind, die Laufkehlen zu härten.

Neuerdings benetzt man die Hohlkehlen der Flantschen der Vorderräder in Curven mit Wasser und zwar durch eine selbstthätig wirkende Vorrichtung.

Ferner ist hier zu erwähnen Stradal's Kuppelung zwischen Maschine und Tender.

Auch Adam's radiale Achsbüchsen dienen dazu, um den Widerstand in Curven zu vermindern.

Für die Widerstände der Maschinenreibung ist Folgendes zu bemerken:

Die Reibung der Kolben kann durch sorgfältige Schmierung, sowie durch zweckmässige Wahl der Kolbenringe vermindert werden.

Der Reibungswiderstand der Kreuzköpfe in den Gleitlinealen kann ebenfalls durch sorgfältige Schmierung, sowie durch zweckmässige Auswahl der sich reibenden Metalle angemessen verringert werden; ebenso ist eine möglichst grosse Länge der Kurbelstange in dieser Beziehung vortheilhaft.

Das vorhin in Bezug auf Schmierung und Auswahl der sich reibenden Metalle Gesagte gilt auch für die Reibung der Kurbel- und Kuppelstangen.

Bezüglich der Vermehrung der Achsschenkelreibung durch Vermehrung der Zugkraft ist das bei der Achsschenkelreibung der Wagenachsen Gesagte auch hier gültig.

Um die Schieberreibungsarbeit auf ein Minimum herabzuziehen, giebt es ausser der guten Schmierung und zweckmässigen Wahl der sich reibenden Metalle zwei Mittel:

Zahlen Minima des Reibungscoëfficienten. Während der Fahrt wurden beobachtet folgende Reibungscoëfficienten bei 4 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{6,3}$ bis $\frac{1}{7,7}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{8,1}$, bei 3 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{6,9}$ bis $\frac{1}{8,7}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{9,5}$; bei 2 gekuppelten Achsen bei trockenem Wetter $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{9,5}$; bei einer Triebachse bei feuchtem Wetter $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{7,2}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$. Beim Anfahren wurden als Maximalwerthe der Reibung beobachtet bei 4 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{4,9}$ bis $\frac{1}{5}$, bei trockenem Wettter $\frac{1}{4,2}$; bei 3 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{3,9}$ bis $\frac{1}{6,2}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{4,4}$ bis $\frac{1}{6,3}$; bei 2 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{5,8}$ bis $\frac{1}{6,1}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{5,2}$ bis $\frac{1}{7,7}$; bei einer Triebachse und feuchtem Wetter $\frac{1}{6,5}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{5,7}$ bis $\frac{1}{7,4}$.

Nach der auf pag. 84 und 85 befindlichen Tabelle, worin die Verhältnisszahlen des zur Verhinderung des Gleitens der Triebräder nöthigen Gewichts, das mit G_r bezeichnet werden soll, zur Zugkraft $\frac{G_r}{0,7\,Z}$ sämmtlicher in den letzten Jahren auf den zum Vereine deutscher Eisenbahnverwaltungen gehörenden Eisenbahnen beschafften Locomotiven angegeben sind, ergiebt sich für eine am Umfange der Triebräder wirkende Zugkraft von 50 % der Bruttozugkraft ($Z = p\frac{d^2 l}{D}$, worin p den Kesseldruck, d den Cylinderdurchmesser, l den Kolbenhub und D den Triebraddurchmesser bezeichnet), dass für Schnellzugmaschinen das Verhältniss $\frac{G_r}{0,5 \cdot Z}$, und Z die vorstehend angegebene Bedeutung hat, $= 7,94$, für Schnellzug- und Personenzug-Maschinen $= 8,83$, für Maschinen für gemischte Züge $= 9,35$, für Güterzug-Maschinen $= 8,36$. Es ergiebt sich aus diesen Zahlen ein Mittelwerth von 8,62.

Man kann hiernach für mittlere Witterungs-Verhältnisse $\frac{1}{8,6}$ als Reibungscoëfficienten annehmen.

Nimmt man das zur Verhinderung des Gleitens der Triebräder erforderliche Gewicht kleiner als vorstehend an, so sind in vielen, oft gewöhnlichen Fällen Sandstreu-Vorrichtungen u. dergl. nicht zu entbehren, um bei schweren oder sehr schnellen Zügen das Gleiten der Triebräder zu verhindern.

Der andere für die Grösse der Reibung zwischen Schiene und Triebräder wesentliche Factor ist der Druck, mit dem die Triebräder auf die Schienen drücken, und lässt sich leicht übersehen, dass das hierfür erforderliche Gewicht je nach den verschiedenen Zwecken der Locomotiven grösser oder kleiner ausfällt.

Die für verschiedene Leistungen bestimmten Locomotiven, bei denen in dieser Beziehung verschiedene Anforderungen gestellt werden, sind:

2) Zeitweise Vermehrung der Triebachsen-Belastung.

Zeitweise Vermehrung der Belastung der Triebachsen ist bereits von Paulus im Jahre 1855 versuchsweise ausgeführt worden. Diese Vorrichtung bestand einfach darin, dass der Locomotivführer zu jeder Zeit einen Theil des Tendergewichts auf die Maschine übertragen konnte und dadurch die Belastung der Triebachsen vermehrte. Die Vergrösserung dieses Gewichts betrug dabei etwa 25 bis 30 Procent.

Es ist bei dieser Vorrichtung indess der Uebelstand vorhanden, dass bei sechsrädrigen Maschinen durch Mehrbelastung der Hinterachse eine gleichzeitige Entlastung der vorderen Achse eintritt.

3) Sturrock's Hülfstender.

Die von Sturrock construirte Maschine mit Hülfstender ist derartig gebaut, dass der Tender noch mit einer besonderen Maschine ausgerüstet ist, welche erforderlichenfalls bei starken Steigungen zu Hülfe genommen wird, so dass alsdann das Tendergewicht für die Zugkraft nutzbar gemacht ist.

4) Tenderlocomotiven.

Es sind hier ebenfalls noch die Tenderlocomotiven zu erwähnen, welche insofern für die Vermehrung des auf den Triebachsen ruhenden Gewichtes wirksam sind, als das todte Gewicht des Tenders nicht vorhanden ist und sonach die Maschine hierfür keine Zugkraft auszuüben braucht.

b) Vergrösserung des Reibungscoëfficienten der Räder auf den Schienen.

1) Sandstreu-Apparate.

Die Sandstreu-Apparate werden bei Bahnen mit starken Steigungen vielfach angewendet.

Es ist zweckmässig den Behälter nicht zu klein zu nehmen und so anzulegen, dass der Sand möglichst trocken gehalten wird, da einestheils hierdurch ein continuirliches Streuen sehr gefördert wird und andererseits trockener, resp. heisser Sand die Schienenoberfläche trocknet und dadurch mehr Reibung erzeugt wird.

2) Trocknen der Schienen durch heisse Luft aus der Rauchkammer.

Um den Reibungscoëfficienten zwischen Schienen und Triebrädern möglichst constant zu erhalten, ist schon früher vorgeschlagen, die in der Rauchkammer enthaltenen heissen Gase vermittelst einer Luftpumpe auf die Schienen zu blasen und so die letzteren zu trocknen.

3) Magnetisiren der Triebräder.

Das Magnetisiren der Triebräder zum Zweck einer Vermehrung des Reibungscoëfficienten zwischen Rad und Schiene ist schon des Oefteren versucht worden.

Nach der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1865, pag. 359 war zu der angegebenen Zeit auf der New-Jersey-Central-Bahn in Amerika seit länger als einem Jahre eine Locomotive im Betriebe, bei der sich die Reibung zwischen Triebrädern und Schienen mit Hülfe eines Electromagneten um 40 % vermehren liess. Der Magnetismus wurde dadurch hervorgebracht, dass man einen electrischen Strom durch einen schraubenförmig gewundenen Draht, welcher seitwärts neben dem Triebradreifen lag, hindurchgehen liess.

Es scheint indess eine weitere, ausgedehntere Anwendung dieser Methode nicht stattgefunden zu haben.

gekuppelt sind, wo also noch Laufachsen zur Aufnahme des Maschinengewichts vorhanden sind, so liegt die Frage nahe, aus welchem Grunde ein so grosses Maschinengewicht erforderlich wurde, da die Zugkraft ein solches nicht verlangte.

Die mechanische Arbeit einer Locomotive ist das Product aus Zugkraft und Geschwindigkeit. Bei den für verschiedene Zwecke bestimmten Locomotiven ändern sich diese beiden Factoren, und zwar je nachdem sie zu Schnellzügen, gemischten Zügen, Güterzügen oder zum Rangiren bestimmt sind.

Bei den Schnellzugmaschinen ist die Zugkraft am kleinsten und die Geschwindigkeit am grössten, bei den übrigen Maschinen wird die Zugkraft immer grösser, dagegen die Geschwindigkeit kleiner.

Da nun die Zugkraft für die Schnellzugmaschinen am kleinsten, so ist es auch das für die Reibung erforderliche Gewicht. Die Schnellzugmaschinen haben aber eine grosse Geschwindigkeit und bedürfen ein grosses Dampferzeugungsvermögen und demnach eine grosse Heizfläche, woraus sich alsdann auch ein verhältnissmässig grosses unvermeidliches Gewicht ergiebt.

Man könnte nun eine Schnellzugmaschine so construiren, dass das Gesammtgewicht der Locomotive nur so gross wäre, als das erforderliche Reibungsgewicht, und wäre dann ferner noch nothwendig, dass diese Maschine alsdann mindestens zwei Triebachsen erhielte und dass ferner Schnellzugmaschinen mit nur zwei Achsen als betriebssicher erachtet würden. Zu der ersten Bedingung ist nun zu bemerken, dass für die heutigen Tages an eine Schnellzuglocomotive gestellten Anforderungen es für die meisten Bahnen nicht mehr zweckmässig erscheint, Maschinen mit einer Triebachse zu verwenden, so dass also die erste Voraussetzung zutreffend sein dürfte. Was nun die zweite Bedingung, dass Schnellzugmaschinen mit nur zwei Achsen überall als zulässig erklärt werden, anlangt, so ist diese Frage zur Zeit wohl im verneinenden Sinne entschieden. Hält man nun aber eine Schnellzugmaschine mit zwei Achsen nicht für zweckmässig, so müsste man principmässig drei Achsen nehmen und dieselben kuppeln. Auf diese Weise würde aber auch wieder ein Verlust an Arbeit durch Mehrreibung der Maschine entstehen, sowie überhaupt wohl die Verwendung einer dreigekuppelten Locomotive als Schnellzugmaschine nur für Gebirgsbahnen sich eignen dürfte.

Es dürfte aus dem Vorstehenden wohl klar sein, dass die Schnellzugmaschinen in Bezug auf das Güteverhältniss des Reibungsgewichtes zum Gesammtgewicht bisher am ungünstigsten sich verhalten haben, besonders bei den Maschinen mit einer Triebachse; dagegen nimmt das Güteverhältniss für die übrigen Gattungen von Maschinen zu.

Es ergiebt sich dieses auch aus den betreffenden Columnen der nachstehenden Tabelle, wo der Quotient $\frac{\text{Reibungsgewicht}}{\text{unvermeidliches Gewicht}} = \frac{G_r}{G}$ ist. Es sind diese hierzu gehörigen Daten von den dem Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zugehörigen vor einigen Jahren beschafften Locomotiven (siehe Referate der Münchener Techniker-Versammlung) entnommen. Es ergiebt sich daraus ferner, dass selbst bei den Güterzugmaschinen keineswegs durchgängig das Güteverhältniss gleich der Einheit ist.

Die andere Columne der Tabelle unter $\frac{G}{H}$ giebt das Verhältniss des Gesammtgewichts zur Heizfläche in Quadratmetern, und geben die Zahlen der betreffenden Columne an, wieviel Centner Locomotivgewicht auf einen Quadratmeter Heizfläche kommen.

Die letzte mit $\frac{G_r}{0,7\,Z}$ bezeichnete Columne giebt endlich das Verhältniss des

Reibungsgewichtes zur Zugkraft an, so dass die in den betreffenden Columnen enthaltenen Zahlen angeben, wie viel Kilogramm Reibungsgewicht auf ein Kilogramm Zugkraft kommen. Die Zugkraft der Maschine ist hierbei im Maximum $= 0,7 p \frac{d^2 l}{D}$, wobei p den Kesseldruck, d den Cylinderdurchmesser, l den Kolbenhub und D den Triebraddurchmesser bezeichnen, angenommen.

Bezeichnung der Bahnen	1. Schnellzug-Maschinen			2. Schnell- und Personenzug-Maschinen			3. Gemischter Zug-Maschinen			4. Güterzug-Maschinen			5. Zweigbahn- und Rangir-Maschinen		
	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0,7 Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0,7 Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0,7 Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0,7 Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0,7 Z}$
	Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.		
Altona Kieler	—	—	—	7,25	0,456	6,37	—	—	—	6,58	0,705	6,55	Z 9,62	0,747	5,85
Badische Staatsbahnen	—	—	—	5,53 7,14	0,415 0,542	5,24 5,88	6,10	1	6,18	6,58 5,68	1 1	6,63 4,96	Z 6,30	1	18,3
Bayerische Ostbahnen	—	—	—	6,25 6,49	0,423 0,404	4,91 4,68	5,38	0,691	4,68 6,26	5,65	1	5,63	R 7,58	0,5	4,50
K. Bayerische St.-B.	—	—	—	—	—	—	6,94	0,696	5,51 4,55	6,71	1	5,69 4,40	—	—	–
K. Bebra-Hanauer	—	—	—	6,80	0,375	3,56	5,56	0,745	4,86	—	—	—	—	—	
Bergisch-Märkische	—	—	—	4,98 8,33	0,684 0,634	5,10 7,85	11,8	0,790	9,89	5,92 6,58	0,8 1	5,02 6,53	—	—	–
Berlin-Anhaltische	6,54	0,437	6,14	6,29 7,19 7,14	0,472 0,637 0,637	6,00 6,96 6,96	—	—	—	6,17 6,49	0,825 0,787	6,29 5,47	—	—	—
Berlin-Hamburger	—	—	—	7,81 7,19	0,488 0,484	6,27 7,25 5,60	8,40	0,785	6,15	7,35	0,833	7,06	R 9,01	0,757	7,17
Berlin-Potsdam-Magdeburger	6,76 6,71 6,90	0,44 0,44 0,45	5,78 5,78 5,33	—	—	—	—	—	—	6,49 6,49 6,58	0,713 0,713 0,738	5,65 5,61 5,89	R 9,01	1	8,50
Berlin-Stettiner	—	—	—	8,33 8,70 8,06 8,00 7,87	0,632 0,610 0,617 0,460 0,467	8,21 6,18 6,38 4,73 5,05	9,09	0,609	6,68	7,63 9,52 8,20	0,851 0,603 0,589	6,77 5,65 5,29	—	—	–
Böhmische Westbahn	—	—	—	5,32	0,647	6,58	—	—	—	5,92	1	7,94	—	—	
Braunschweigische Staats-B.	—	—	—	5,32	0,707	7,94	—	—	—	6,10 6,94	0,951 0,765	6,77 6,07	R 8,33	1	7,81
Breslau-Schweidnitz-Freib.	—	—	—	—	—	—	6,49	0,738	6,38	6,29	1	7,25	—	—	—
Grossherzog.-Friedrich Franz	—	—	—	8,47	0,673	7,94	—	—	—	6,67	1	7,36	—	—	—
Galiz. Carl Ludwig	—	—	—	4,98	0,683	5,29	—	—	—	5,38	1	6,35	—	—	—
Hannoversche Staats-Bahn	—	—	—	7,04 7,19 6,76	0,740 0,722 0,715	7,41 7,29 8,21	10,30	0,717	7,20	5,81 6,80 7,30 6,91	1 0,710 1 1	6,71 7,04 6,73 7,72 7,72	—		–
Hessische Ludwigsbahn	6,62	0,450	5,45	5,75	0,433	5,27	5,85	0,704	7,19	6,06	1	5,88	—	–	·
Hessische Nordbahn	—	—	—	7,30 6,85	0,688 0,707	5,86 5,96	—	—	—	6,33 5,62	0,720 1	5,76 5,10	—	–	–
Kaiser Ferdinands Nordbahn	—	—	—	5,05	0,606	5,61	—	—	—	6,37 5,46	1 1	7,60 5,19	—	—	—
Kaiserin Elisabeth-Bahn	—	—	—	4,90	0,661	4,64	—	—	—	5,05 5,92	1 1	5,37 6,11	—	—	–
Köln-Mindener	—	—	—	7,46 6,99 8,20	0,429 0,422 0,634	5,65 4,98 6,46	—	—	—	6,85 6,33 6,90	0,747 0,767 1	5,58 6,12 6,97	R 12,35	0,718	6,97
Leipzig-Dresdener	—	—	—	6,71	0,491	6,77	6,71	0,735	7,17	6,41	1	7,64	—	—	–
Lemberg-Czernowitzer	—	—	—	—	—	—	5,68	0,660	7,34	5,43	1	7,85	—	—	—
Lübeck-Büchener	—	—	—	7,25	0,475	5,81	8,13	0,645	8,82	6,85	0,836	7,14	—	—	–
Magdeburg-Halberstädter	7,14 —	0,470 —	6,05 —	8,40 5,65	0,674	8,45 5,41	— 6,33 6,25	—	— 5,76 6,88	6,33 —	0,784 —	6,06 —	R 11,11 —	0,598 —	6,78 —
Magdeburg-Leipziger	—	—	—	7,87	0,628	6,58	—	—	—	6,45	1	8,16	—	—	–
Halle-Casseler	—	—	—	8,00 7,75	0,636 0,624	7,07 7,17	—	—	—	6,67	1	8,45	—	—	—
Main-Neckar-Bahn	6,37	0,466	5,15	6,29	0,454	5,37	—	—	—	6,76	0,689	5,35	—	—	–
Main-Weser-Bahn	7,58	0,643	6,36	7,30 6,90	0,699 0,640	8,35 6,80	—	—	—	6,76 6,17 6,62	0,709 0,643 0,711	5,98 4,79 4,76	—	–	–
Mecklenburger Bahn	—	—	—	7,52	0,520	6,74	8,55	0,687	8,16	6,90	0,867	6,38	—	–	–
Neisse-Brieger	—	—	—	—	—	—	8,00	0,606	5,29	—	—	—	—	—	—
Niederländische Staatsbahn	—	—	—	5,59 5,59	0,437 0,437	4,36 5,22	6,29 6,37 5,13 5,38	0,675 0,678 0,692 1	6,21 8,64 5,98 7,41	6,13 8,13	1 0,804	6,58 7,50	—	–	—

Bezeichnung der Bahnen	1. Schnellzug-Maschinen			2. Schnell- und Personenzug-Maschinen			3. Gemischter Zug-Maschinen			4. Güterzug-Maschinen			5. Zweigbahn- und Rangir-Maschinen		
	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G_r}{G}$	$\frac{G_r}{0{,}7\,Z}$
	Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.		
K. Niederschl.-Märk.-Bahn	—	—	—	7,41 8,01 7,25	0,644 0,435	6,00 6,52	—	—	—	7,94 7,46 6,71 6,33	1 0,794 1	5,61 5,47 5,74	R 12,91	0,769	7,56
Oesterreichische Staatsbahn	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8,20 5,49 4,90	0,444 1 1	5,41 5,74 4,94	—	—	—
Oldenburger Staatsbahn	—	—	—	—	—	—	5,59	1	6,21	—	—	—	—	—	—
Oppeln-Tarnowitzer	—	—	—	—	—	—	7,09	0,642	5,15	—	—	—	—	—	—
K. Preussische Ostbahn	7,94 7,67	0,433 0,648	4,98 7,04	—	—	—	—	—	—	8,20 6,85	0,820 1	5,80 6,27	—	—	—
Pfälzische Eisenbahn	6,37	0,370	4,47	—	—	—	—	—	—	6,13 5,92	0,655 1	4,33 4,39	—	—	—
Rheinische Eisenbahn	—	—	—	6,80	0,518	4,27	7,81 10,20	0,653 0,729	6,90 7,41	6,21 6,33 5,78	1 0,787 1	5,65 5,29 6,27	R 10,10	1	6,61
Rhein-Nahe-Bahn	—	—	—	7,81	0,654	6,67	—	—	—	6,17 6,29	0,779 0,762	5,78 4,65	—	—	—
K. Saarbrücker Bahn	—	—	—	8,26	0,675	8,77	—	—	—	6,06 6,41 6,06 5,62 5,95	0,746 0,765 0,721 1 1	5,45 5,29 3,64 7,50 6,55	R 9,62	1	11,34
K. Sächs.-Oestliche St.-B.	—	—	—	6,90 5,56	0,433 1	7,18 6,68	6,58 7,14	1 0,743	6,95 7,33	—	—	—	—	—	—
K. Sächs.-Westliche St.-B.	—	—	—	8,00	0,671	10,35	7,30 8,06	0,785 0,809	7,68 8,87	6,71	1	8,12	—	—	—
Schleswigsche Eisenbahn	6,94	0,333	3,04	—	—	—	6,37	0,667	7,07	6,67 7,46	0,693 1	6,61 3,88	Z 6,06	0,667	4,12
Oesterreichische Südbahn	—	—	—	5,40 5,81	0,693 0,666	7,33 6,83	—	—	—	5,26 5,21	1 1	6,21 5,42	—	—	—
Südnorddeutsche Verbindgsb.	—	—	—	6,94	0,786	8,40	6,45	0,793	6,38	—	—	—	—	—	—
Taunusbahn	—	—	—	6,41 6,21 6,13 6,02 6,13 8,40 7,52	0,490 0,521 0,466 0,427 0,414 0,714 0,294	4,99 5,23 4,65 4,86 6,11 9,79 4,30	6,99 6,85	0,585 0,578	5,90 5,78	—	—	—	—	—	—
Theiss-Eisenbahn	—	—	—	6,58	0,646	8,71	5,85	0,661	6,68	5,46 5,49 5,49 5,59 5,78 6,54	0,699 0,683 0,686 0,689 0,556 0,536	5,07 4,99 4,99 5,09 4,24 4,13	—	—	—
Thüringer Eisenbahn	8,26	0,666	8,65	8,13	0,666	7,60	—	—	—	5,78	0,800	7,60	Z —	0,666	9,45
Tilsit-Insterburger	—	—	—	—	—	—	7,30	0,725	5,78	—	—	—	—	—	—
Turnau-Kralup-Prager	—	—	—	5,92	0,666	6,84	—	—	—	5,68	1	7,44	—	—	—
Warschau-Wiener	—	—	—	4,35	0,380	2,67	—	—	—	4,13 3,92	1 1	4,73 4,99	—	—	—
K. Westfälische	—	—	—	7,09 6,29 6,62	0,587 0,606 0,636	6,27 6,02 6,02	—	—	—	6,21 6,13 6,06	0,735 0,765 1	6,38 4,93 5,76	—	—	—
Wurtembergische Staatsbahn	6,29	0,567	5,27	6,99 5,56 5,75	0,559 0,697 1	4,94 5,81 6,68	—	—	—	6,37 5,38	0,691 1	4,26 4,72	—	—	—
	Mittelwerth aus sämmtlichen Ziffern		5,67			6,31			6,68			5,97			8,15
	Mittelwerth wenn die Zugkraft 0,5 Z angenommen wird		7,94			8,83			9,35			8,36			11,41

NB. In Columne 5 sind die Zweigbahn- und Rangir-Maschinen durch ein Z resp. R bezeichnet.

Tabelle

der Gewichtsdimensionen, Zugkräfte und Gewichte KRAUSS'scher Locomotiven.

Gattung der Locomotiven	4räderige Tender-Locomotiven I. Personenzug	4räderige Tender-Locomotiven II. Personenzug	4räderige Tender-Locomotiven VI. Güterzug	4räderige Locomotiven und Tender IX. Personenzug	4räderige Locomotiven und Tender V. Personenzug	6räderige Locomotiven und Tender VII. Güterzug	Bemerkungen (Bei sämmtlichen Maschinen sind alle Räder gekuppelt.)
Cylinder-Durchmesser	353 mm	307 mm	406 mm	406 mm	430 mm	508 mm	
Hub	560 -	600 -	610 -	610 -	690 -	660 -	
Raddurchmesser	1510 -	1510 -	1216 -	1576 -	1516 -	1238 -	
Radstand	2450 -	2450 -	2450 -	2750 -	2750 -	3175 -	
Heizfläche	73,0 qm	100,0 qm	93,3 qm	109,6 qm	115,7 qm	125,3 qm	feuerberührte
Dampfspannung	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	
Zugkraft der Maschine (65 % Kesseldruck)	3140 kg	3640 kg	5500 kg	4000 kg	5600 kg	9200 kg	
Gewicht (zugleich Adhäsionsgewicht): Maschine leer	16,0 tons	19,0 tons	19,0 tons	22,5 tons	20,0 tons	28,0 tons	
Gewicht (zugleich Adhäsionsgewicht): Im Dienst (ohne Vorräthe)	18,6 -	21,65 -	22,4 -	26,7 -	24,2 -	32,3 -	
Gewicht (zugleich Adhäsionsgewicht): Im Dienst (mit Vorräthen)	23,6 -	26,75 -	27,6 -	—	—	—	
Kesselwasser	2,6 -	2,65 -	3,4 -	4,2 -	4,2 -	4,3 -	
Tenderkastenwas.	3,8 -	4,1 -	4,2 -	—	2,75 -	—	
Kastengewicht	1,2 -	1,0 -	1,0 -	—	—	—	
Achsenbelastung der Maschine leer: Erste Achse	7,9 -	8,5 -	9,0 -	11,2 -	9,8 -	9,8 -	
Achsenbelastung der Maschine leer: Zweite Achse	8,1 -	10,5 -	10,0 -	11,3 -	10,2 -	9,0 -	
Achsenbelastung der Maschine leer: Dritte Achse	—	—	—	—	—	9,2 -	
				nur Kesselfüllung	nur Kesselfüllung		
der Maschine im Dienst (mit Tenderfüllung): Erste Achse	12,0 -	13,55 -	14,0 -	13,3 -	12,0 -	11,0 -	
der Maschine im Dienst (mit Tenderfüllung): Zweite Achse	11,6 -	13,2 -	13,6 -	13,4 -	12,2 -	10,5 -	
der Maschine im Dienst (mit Tenderfüllung): Dritte Achse	—	—	—	—	—	10,8 -	
Auf 1 kg Zugkraft trifft Locomotivgewicht der Maschine (im Dienst ohne Vorräthe)	5,9 kg	5,9 kg	4,06 kg	6,6 kg	4,3 kg	3,5 kg	
Auf 1 qm Heizfläche (im Dienst ohne Vorräthe)	255 -	216 -	240 -	240 -	210 -	255 -	
Auf 1 qm Heizfläche trifft Zugkraft	43 -	36,4 -	59 -	36,5 -	48 -	73 -	

In der vorstehenden Tabelle sind die Dimensionen, resp. Gewichte einzelner Locomotiven nach Krauss'schem Systeme angegeben, bei denen principmässig immer das Reibungsgewicht gleich dem unvermeidlichen Gewichte ist. Es ist dazu nothwendig, dass das pro Quadratmeter Heizfläche erforderliche unvermeidliche Gewicht auf ein Minimum herabgezogen wird.

Es ist bei diesen Maschinen noch hervorzuheben, dass das pro Quadratmeter erforderliche unvermeidliche Gewicht sehr gering ist und zwar weit geringer als manche Zahlen der vorhergehenden Tabelle (siehe Columne $\frac{G}{H}$). Diese günstigen Resultate in Bezug auf das unvermeidliche Gewicht einer Locomotive werden bei den Krauss-schen Maschinen im Allgemeinen durch das Constructionssystem, im Speciellen durch die zweckmässige Construction der Details, durch die Qualität des Materials und durch die zweckmässige Verwendung des Materials in Bezug auf seine Festigkeit erreicht. Es ist hierbei auch auf die möglichst grösste Verwendung des Stahls Rücksicht genommen.

§ 23. Bewegende Arbeit der Locomotiven. — Wie im § 1 erwähnt, kommen bei der Bewegung eines Eisenbahnzuges allgemein zwei Zustände vor.

Für den ersten Fall ist die Geschwindigkeit gleichförmig und Zugkraft und Zugwiderstand sind völlig im Gleichgewichte. Der zweite Fall tritt dagegen bei einer Aenderung der Zugkraft oder des Zugwiderstandes ein. Die bewegende Arbeit der Locomotiven wird dargestellt durch das Product Pv, wobei P die auf dem Umfang der Triebräder reducirte Kraft des Dampfes und v die Zuggeschwindigkeit bezeichnet. Die Grösse dieser Arbeit ist sonach abhängig von der Dampfwirkung und von der Geschwindigkeit. Die Grösse der Zugkraft ist je nach den verschiedenen Gattungen von Maschinen verschieden und ebenso die Geschwindigkeit, und zwar ist bei denjenigen Maschinen, bei denen die Zugkraft am grössten, die Geschwindigkeit am kleinsten, und bei den Maschinen, wo die Zugkraft am kleinsten, ist die Geschwindigkeit am grössten.

Die bewegende Arbeit und die hierzu erforderlichen Dimensionen müssen bestimmt werden nach dem Maximum der widerstehenden Arbeit.

Das Maximum der Zugkraft der Locomotive wird allgemein zunächst durch die auf der Bahn vorhandenen grössten Steigungen von einer grösseren Länge bestimmt; die Länge der Steigung muss dabei aber eine solche Grösse haben, dass sie nicht mehr durch Anlauf, resp. durch die lebendige Kraft des Zuges überwunden werden kann.

Je nachdem die Zugkraft oder die Geschwindigkeit der Locomotive grösser oder kleiner ist, unterscheidet man:

1) Locomotiven für Schnellzüge;
2) - - gemischte Züge;
3) - - Güterzüge;
4) - - Gebirgsbahnen;
5) - - Rangirdienst.

Bei den Locomotiven ad 1) ist die Geschwindigkeit verhältnissmässig am grössten und wird immer kleiner für 2), 3), 4) und 5); dagegen ist die Zugkraft für Locomotiven ad 1) verhältnissmässig am kleinsten und für 2), 3), 4) und 5) immer grösser.

Um die von den Locomotiven ausgeübte oder auszuübende Arbeit zu ermitteln, giebt es drei Wege: entweder wendet man rein theoretische Formeln an, oder man nimmt Formeln, welche unter Zugrundelegung von Indicator-Diagrammen gemacht sind, oder aber man ermittelt endlich die nutzbare Zugkraft der Locomotive direct durch Diagramme oder durch Dynamometer.

Die vom Dampfe in den Locomotivcylindern ausgeübte mechanische Arbeit wird nicht ganz zur Fortbewegung des Zuges verwendet; es geht vielmehr ein gewisser Theil dieser Arbeit hiervon ab, der zur Ueberwindung der Widerstände der Maschinentheile erforderlich wird.

§ 24. Allgemeines über die Wirkung des Dampfes in den Locomotivcylindern. — Betrachtet man die verschiedenen Wirkungsperioden des Dampfes im Cylinder, so kann man zunächst zwei Hauptperioden unterscheiden und zwar:

1) wo der Dampf als bewegende Kraft und
2) wo derselbe als widerstehende Kraft auftritt.

Beim Anfange des Kolbenhubes findet der Dampf vermöge der Voreilung des Schiebers schon eine bestimmte Einströmungsöffnung vor; ferner ist in dem Raume, in welchen der frische Dampf eintritt, vermöge der Compression schon eine bestimmte Spannung, welche nicht bedeutend von der des einströmenden Dampfes abweicht, vorhanden.

Der Schieber öffnet nun während eines durch die Steuerung bestimmbaren, vom Kolben durchlaufenen Weges und schliesst den Dampf ab, bevor der Kolben seinen

ganzen Hub vollendet hat. Die Länge des Kolbenweges, während welches nun frischer Dampf eintritt, wird die Admission genannt, und drückt man dieselbe gewöhnlich in Procenten des ganzen Kolbenhubes aus.

Nachdem der Dampf im Cylinder abgesperrt ist, beginnt die Expansion desselben, und dauert die letztere so lange fort, bis die vor Ende des Kolbenlaufs schon anfangende Ausströmung beginnt.

Es sind also auf der einen Seite des Kolbens die Admission, Expansion und ein Theil der Exhaustion thätig und zwar für diejenige Seite, wo der Dampf als bewegende Kraft auftritt.

Hat der Kolben nun seinen Lauf vollendet und beginnt der Rücklauf, so dauert zunächst die bereits vor Beginn des Rücklaufs angefangene Exhaustion noch fort, bis ebenfalls die Exhaustion beendet wird, und es beginnt alsdann die Compression, bei deren Beendigung sogar schon frischer Dampf auf der Rückseite des Kolbens mit als widerstehende Kraft auftritt.

Man hat also für die Seite, wo der Dampf als widerstehende Kraft auftritt, den grössten Theil der Exhaustion, die Compression und einen geringen Theil der Admission.

Es geht aus dem Vorstehenden hervor, dass der Dampf im Cylinder während seiner verschiedenen Wirkungsperioden verschiedene Spannungen und sonach auch verschiedene Temperaturen besitzt. Da nun der Dampf hauptsächlich von den Cylinderwänden eingeschlossen wird, so müsste, wenn diese letzteren keinen Einfluss auf das Verhalten des Dampfes ausüben sollten, die Temperatur der Cylinderwände der betreffenden Spannungstemperatur immer entsprechen.

Dieses letztere ist aber nicht möglich, und nehmen vielmehr die Cylinderwände eine mittlere Temperatur an, welche um so mehr von der des frisch einströmenden Dampfes abweicht, je grösser die Abkühlung des Cylinders, je stärker die Expansion und je langsamer die Kolbengeschwindigkeit ist. Zur Erhaltung dieser mittleren Temperatur wird den Cylindern stets Wärme mitgetheilt durch den frisch einströmenden Dampf. Dieser letztere verliert natürlich durch Abgabe von Wärme an Spannung und wird gleichzeitig theilweise condensirt. Da die mittlere Temperatur der Cylinderwände abhängig ist von der Abkühlung derselben nach aussen, so muss natürlich dieselbe für Outside- und Inside- Maschinen verschieden sein.

Der in den Cylindern vorhandene Dampf ist stets mit einer gewissen Menge Wasser gemischt, und zwar rührt nach den Versuchen von Bauschinger das Wasser hauptsächlich von der oben erwähnten theilweisen Condensation des frisch einströmenden Dampfes an den Cylinderwänden her.

Im Allgemeinen ist hier noch zu bemerken, dass die verschiedenen Steuerungen von erheblichem Einflusse auf die Arbeitsleistung einer bestimmten Dampfmenge sind, und muss in dieser Beziehung auf Capitel IX dieses Bandes verwiesen werden.

§ 25. **1) Dampf als bewegende Kraft im Cylinder. a) Admission.** — Allgemein ist der Admissionsdruck im Cylinder desto grösser, je höher die Kesselspannung, je kleiner die Füllung und die Kolbengeschwindigkeit und je grösser die Regulator- und Schieberöffnung ist.

Der Einfluss der Oeffnung des Regulators in Bezug auf die im Schieberkasten herrschende Dampfspannung ist sehr bedeutend. Nach Welkner ist bei einer Regulatoröffnung von $\frac{1}{40}$ des Kolbenquerschnitts die Differenz zwischen Kessel- und Schieberkastenpressung schon mindestens 20 Procent. Nach Versuchen von Gouin

und Lechatelier ist bei einer Regulatoröffnung von $\frac{1}{80}$ des Kolbenquerschnitts die Schieberkastenpressung nur 50 Procent der Kesselpressung.

Hiermit stimmen auch die auf der Oesterreichischen Staatsbahn in Temesvar mit der Maschine »Leopoldstadt« angestellten Indicatorversuche, wobei das Verhältniss zwischen der Regulatoröffnung und der Kolbenfläche $\frac{1}{117}$ betrug.

Bei einer mittleren Füllung von 76 Procent, mittleren Compression von 11,8 Procent, betrug bei einer Kesselspannung von 70 Pfd. und 78 bis 174 Umdrehungen der Verlust an Dampfspannung im Schieberkasten 46 bis 67 Procent.

Bei einer mittleren Füllung von 44,5 Procent und mittleren Compression von 16 Procent betrug bei einer Kesselspannung von 70 Pfd. und 138—168 Umdrehungen der Verlust an Dampfspannung 43—50 Procent.

Bei einer mittleren Füllung von 31 Procent und mittleren Compression von 25 Procent betrug bei 70 Pfd. Kesselspannung und 120—186 Umdrehungen der Verlust an Dampfspannung 7—14 Procent.

Es geht aus diesen Versuchen ferner noch hervor, dass der Einfluss der Grösse der Regulatoröffnung desto bedeutender ist, je grösser die Admission und je grösser die Geschwindigkeit der Maschine ist.

Es dürfte im Allgemeinen wohl als annähernd richtig anzusehen sein, wenn die grösste Regulatoröffnung gleich der grössten Schieberöffnung gemacht wird.

§ 26. Dampf als bewegende Kraft im Cylinder. b) Expansion. — Zur Bestimmung der Expansionsarbeit des Dampfes bei Locomotiven ist keine sichere Formel vorhanden.

Die Abkühlung des Dampfes im Cylinder während der Admission und nachherige Verdampfung von Wasser während der Expansion lässt nicht zu, dass irgend eine der gewöhnlich angewendeten Formeln richtige Resultate giebt, d. h. solche Resultate, welche mit den aus Indicatordiagrammen sich ergebenden übereinstimmen.

Einige der wichtigeren Formeln für die Expansion des Dampfes sind (siehe Bauschinger, Indicatorversuche)

1) Formel von Redtenbacher:

$$p = \frac{V}{V_0}(0,284 + p_0) - 0,284, \text{ wobei}$$

p die Anfangs- und
p_0 die Endpressung des expandirenden Dampfes in Atmosphären und
V und V_0 die betreffenden Volumina bezeichnen.

2) Das Mariotte'sche Gesetz.

Hiernach ist unter Beibehaltung der vorhin angegebenen Bezeichnung:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{V_0}{V}.$$

3) Rankine nimmt an, dass bei Maschinen mit Dampfmänteln der expandirende Dampf von den Cylinderwänden so viel Wärme erhält, dass er trocken wird, aber dann auch wegen der nun stattfindenden schlechten Wärmeleitungsfähigkeit in diesem Zustande und zwar gesättigt bleibe. Unter Zugrundelegung der Zeuner'schen Tabellen für die Dichtigkeit des trocknen, gesättigten Wasserdampfes hat Bauschinger die hieraus resultirende Expansionscurve berechnet und eingezeichnet.

4) Die mechanische Wärmetheorie stellt für den Zusammenhang zwischen Volumen und Spannung des Dampfes während seiner Expansion im Cylinder Formeln

hat und unter dessen Druck sich befindet, dann aber während der Expansion einem geringeren Drucke ausgesetzt wird und dadurch sehr rasch verdampft.

Ueber die Menge des im Dampfe enthaltenen mechanisch mit aus dem Kessel fortgerissenen Wassers sind verschiedentlich Beobachtungen angestellt und hat man dieselbe bis über 30 Procent gefunden. Bauschinger fand bei seinen Versuchen, dass während der Expansion etwa die Hälfte des mechanisch beigemengten Wassers verdampft.

§ 27. 2) Dampf als widerstehende Kraft im Cylinder. Ausströmung und Compression. — Bevor der Kolben seinen Lauf vollendet hat, beginnt die Ausströmung des expandirenden Dampfes.

Tritt der Kolben nun seinen Rückweg an, so ist ein Theil des expandirten Dampfes schon fort.

Der im Cylinder befindliche Dampf, welcher als widerstehende Kraft wirkt, übt auf den Kolben einen Gegendruck aus, der um so grösser ist, je grösser die Geschwindigkeit des Kolbens und je kleiner die Austrittsöffnung des Dampfes ist.

Der ausströmende Dampf tritt durch das Blasrohr in den Schornstein.

Es ist klar, dass bei einer rationellen Construction der Ausströmungsöffnungen dieselben im kleinsten Querschnitte gleich dem Querschnitte des Blasrohres mindestens zu nehmen sind.

Bauschinger fand bei seinen Versuchen folgende Resultate über den Einfluss der Grösse des Blasrohres auf den Rückdruck:

Geschwindigkeit, Umdrehungen pr. Minute	Druck beim Beginn der Ausströmung in Pfund engl. pr. □Zoll engl.	Blasrohröffnung in Procenten der Kolbenfläche	Gegendruck in Pfund engl. pr. □Zoll engl.	Bemerkungen
94	58	9,4	3	Füllung hinten = 0,33
84	52	7,8	3	- vorn = 0,43
79	58	6,2	8½	
94	55	3,0	10	
179	22	13	2¼	Füllung hinten = 0,32
191	22	8,8	3	- vorn = 0,41
72	37	13	3¼	Füllung hinten = 0,51
171	38	10	7	- vorn = 0,60
	hinten vorn		hinten vorn	
130	19 24	11,8	½ 2	Füllung hinten = 0,14
149	21 27	9,5	3 5	- vorn = 0,27
127	33 35	7,6	5 6½	Füllung hinten = 0,21
143	39 41	11,8	3½ 5½	- vorn = 0,35
92	40 42	11,8	½ 1	
162	14	9,2	4	Füllung hinten = 0,17
185	16	3,6	6½	- vorn = 0,23
131	18	9,2	4½	Füllung hinten = 0,22
164	11	4,4	7	- vorn = 0,29
92	50	12,2	3	Füllung hinten = 0,58
96	46½	8,3	9	- vorn = 0,57

eingezeichnet, und zwar ist in Figur 16 die nach der mechanischen Wärmetheorie unter der Voraussetzung, dass zwischen Dampf und Cylinderwänden kein Wärmeaustausch stattfindet und dass der Dampf anfangs 40 Procent Wasser enthält, entwickelte Curve durch eine mit -+-+-+- bezeichnete und die nach dem Mariotte'schen Gesetze durch eine gestrichelte Linie ----- dargestellt; ebenso ist in Figur 17 die nach dem Mariotte'schen Gesetze sich ergebende Curve auch durch eine gestrichelte ----- Linie bezeichnet.

Dieser Unterschied zwischen der theoretischen und wirklichen Compressionscurve hat darin seinen Grund; dass während der Ausströmungsperiode die Cylinderwände abgekühlt sind und muss der Dampf bei der Compression erst wieder Wärme an die Cylinderwände abgeben, wodurch derselbe an Spannung verliert. Dieses Heruntergehen der Compressionscurve kommt aber nur der Leistung der Maschine zu Gute, da hierdurch die Fläche des Diagramms vergrössert wird.

Dass durch die Compression innerhalb gewisser Grenzen kein schädlicher Einfluss ausgeübt wird, hat zuerst Reuleaux nachgewiesen. Zeuner sagt in seinem neuesten Werke (Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie, pag. 530):

»Für die Praxis folgt die Regel, dass die Compression des Dampfes hinter dem Kolben anzuwenden ist, am besten so weit, bis der Druck im schädlichen Raume den Kesseldruck erreicht, die effective Leistung der Maschine wird dadurch allerdings herabgezogen, der Wirkungsgrad aber wird erhöht.«

Bezeichnet:

v die Kolbengeschwindigkeit pro Minute in Metern,
n das Verhältniss des Kolbenquerschnitts zum Querschnitt des Blasrohrs,
a die Admission in Procenten des Kolbenhubs,
p den Kesseldruck pro Flächeneinheit und
q den mittleren Rückdruck pro Flächeneinheit im Cylinder, auf den ganzen Hub reducirt,

so hat man nach Welkner:

$$q = \frac{p}{90}\left(\frac{v}{328}\cdot\frac{n}{8}+\frac{a}{6}\right)$$

wobei man für schlecht gegen Abkühlung geschützte Cylinder circa 1,5 kg mehr setzen kann.

§ 28. Theoretische Formeln zur Berechnung der Wirkung des Dampfes in den Locomotivcylindern. — Die mechanische Arbeit, welche von den Locomotiven bei Fortbewegung eines Zuges ausgeübt wird, ist $W\cdot v$, wenn W den von der Locomotive zu überwindenden Gesammtwiderstand und v die mittlere Zuggeschwindigkeit per Secunde darstellt.

1) Nach Reuleaux ist (Bornemann's Civilingenieur, 1857, p. 46) die Gesammtarbeit einer Locomotivmaschine bei der Bewegung des Dampfkolbens nach rechts:

$$Flp_0\left\{\frac{d-d_1}{l}+\frac{s+d}{l}\cdot\log\text{nat.}\frac{s+d+a}{s+d}-\frac{p_2}{p_0}\left(\frac{u_1-u}{l}\right)-\frac{p_2}{p_0}\left(\frac{s+d_1+a_1}{l}\right)\right.$$
$$\left.\log\text{nat.}\frac{s+d_1+a_1}{s+d_1}-\frac{w}{p_0}\right\}$$

und die Arbeit beim Linksgange des Kolbens:

$$Flp_0\left\{\frac{d_1-d}{l}+\frac{s+d_1}{l}\log\text{nat.}\frac{s+d_1+a_1}{s+d_1}-\frac{p_2}{p_0}\frac{u-u_1}{l}-\frac{p_2}{p_0}\frac{s+d+a}{l}\right.$$
$$\left.\log\text{nat.}\frac{s+d+a}{s+d}-\frac{w}{p_0}\right\}.$$

Zur annähernden Bestimmung von p_1 hat man dann folgende aus Dampfdiagrammen hergeleiteten Formeln:

1) Nach Welkner ist:

$$p_1 = \frac{p}{90}\left\{10\sqrt{a} - 22\right\}.$$

Hierbei ist:

p_1 der mittlere nutzbare Dampfdruck auf den Kolben pro Flächeneinheit,

p die Kesselpressung (Ueberdruck) pro Flächeneinheit,

a die Grösse der Admission in Procenten des Kolbenlaufs.

Es ist bei dieser Formel indessen ganz geöffneter Regulator vorausgesetzt und muss bei nur theilweiser Oeffnung des letzteren die Zahl p entsprechend modificirt werden.

2) Nach Clark ist:

$$p_1 = \frac{p}{100}\left\{13,5\sqrt{a} - 28\right\};$$

hierbei gelten die vorhergehenden Bezeichnungen, nur ist statt p der grösste Dampfdruck im Cylinder zu nehmen. Da hierbei p immer erst besonders bestimmt werden muss, so dürfte für Handrechnungen die Welkner'sche Formel vorzuziehen sein. Alle diese Formeln geben indess keine allgemein brauchbaren Resultate für die Arbeitsleistung des Dampfes in den Cylindern, und ist der einzig sichere Weg nur die Ermittelung derselben durch Indicatordiagramme.

Eine auf neuere Indicatorversuche sich stützende Formel zur Berechnung der in den Locomotivcylindern vom Dampfe verrichteten Arbeit ist in dem folgenden Capitel angegeben.

§ 29. Ermittelung der Arbeit durch Diagramme. Verschiedene Arten von Indicatoren, deren Anwendung und Prüfung. — Der Indicator wurde zur Ermittelung der im Cylinder einer Dampfmaschine zu jeder Zeit herrschenden Dampfspannung von Watt erfunden und auch zuerst angewendet.

Derselbe ist von Watt gleich in den Principien so construirt, wie er noch heute benutzt wird und sind die daran von verschiedenen Constructeuren vorgenommenen Abänderungen nur unwesentlicher Art.

Die zur Ermittelung der bewegenden Arbeit des Dampfes bei Locomotiven angewendeten Indicatoren lassen sich im Allgemeinen eintheilen in solche, welche fortlaufende, und in solche, welche geschlossene Diagramme geben.

Bei den ersteren ist die Bewegung des Papierstreifens, auf welchem das Diagramm aufgezeichnet wird, eine continuirlich fortlaufende, während bei den letzteren die Bewegung des Papierstreifens eine der Kolbenbewegung entsprechend hin- und hergehende ist.

Indicatoren für fortlaufende Diagramme sind von Gooch und Welkner zum Gebrauch für Locomotiven construirt. Gooch stellte überhaupt mit dem von ihm construirten Indicator an Locomotiven die ersten grösseren derartigen Versuche an.

Die Bewegung des Papierstreifens zur Aufzeichnung der Indicatorcurven geschieht bei dem Indicator von Gooch durch die Bewegung des Triebrades, während bei dem von Welkner angewendeten Indicator der Papierstreifen von der Kolbenstange in Bewegung gesetzt wird.

Indicatoren für geschlossene Diagramme sind von Mac Naugt und Richard construirt. Mit dem ersteren sind in England von Clark und mit dem letzteren in Deutschland von Bauschinger Versuche angestellt.

Der allerneueste Indicator von Ashton und Storey, welcher (in Verbindung

Fahrt bei 91,4 m Kolbengeschwindigkeit pro Minute und bei 46 Procent Admission erlangt sind. Der Dampfdruck im Kessel betrug dabei 7 kg pro qcm.

Das Diagramm ist in $\frac{1}{2}$ der wahren Grösse nachgebildet.

Die untere, horizontale Linie oder Abscissenachse gilt für 0 kg Pressung, entspricht sonach derjenigen Spannung des Dampfes, welche der atmosphärischen Pressung gleich ist. Die der Abscissenachse folgenden Parallelen gelten alsdann für je 5, 10, 15 u. s. w. kg Dampfspannung (Ueberdruck). Die verticalen Ordinaten gelten für die Bewegung des Kolbens im Cylinder, dieselben werden an den Endpunkten durch das Diagramm selbst festgestellt. Beim Anfange der Bewegung des Kolbens für den Vorwärtsgang ist der Kolben im Ruhestand und der Dampf strömt ungehindert vermöge des Voreilens ein, es bildet sich dadurch eine gerade verticale Linie, welche die Endpunkte des Kolbenweges genau genug markirt.

Wegen der kleinen Fehler durch die Bogenwege des Hebels ist eine richtige Eintheilung des ganzen Kolbenlaufes von Wichtigkeit; hierfür ist eine entsprechende Theilung bei Bewegung des Apparats und gleichzeitiger Messung der Kolbenwege angefertigt.

Ferner ist zu berücksichtigen, dass die Diagramme in dem Maasse von verschiedener Länge werden, je nachdem die aufgewickelte Papierrolle grösser oder kleiner wird.

Fertigt man sich nun einen Maassstab für das grösste Diagramm, so kann man denselben durch schräges Ueberlegen auch für die kleineren Diagramme verwenden.

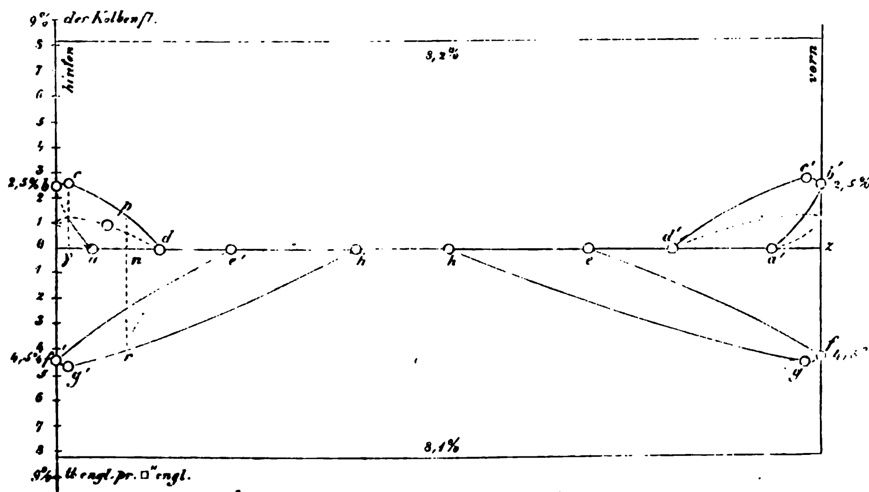
Die mit diesem Indicator beschriebenen Diagramme müssen erst noch umgezeichnet werden, und sind in Figur 14 und 15, Tafel II, solche von Welkner erhaltene und nachträglich umgezeichnete Diagramme dargestellt.

Einige von Bauschinger erhaltene, gleich geschlossene Diagramme sind in den folgenden Holzschnitten Figur 4, 5, 7, 9, 11 dargestellt. Denselben sind noch sogenannte Dampfvertheilungsdiagramme Figur 3, 6, 8, 10 beigefügt, welche für jede Stellung des Kolbens die betreffende Schieberöffnung für einströmenden oder ausströmenden Dampf ergeben.

Maschine »Ampfing«. Stephenson'sche Steuerung.

Fig. 3.

1. Zahn. Füllungsgrad = h : 0,14; v : 0,19.



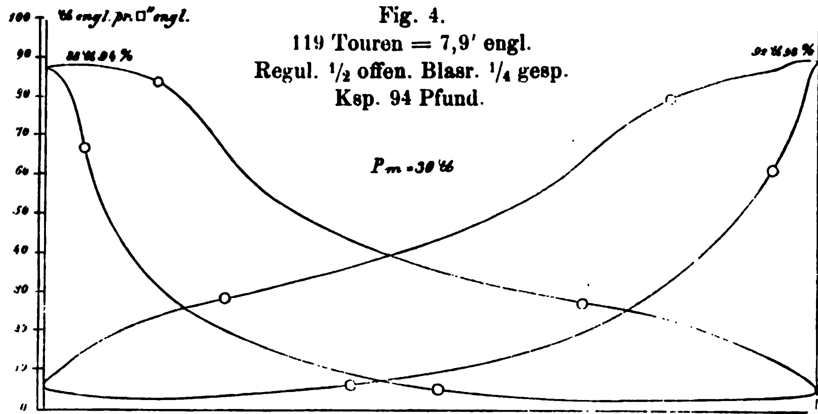


Fig. 4.
119 Touren = 7,9′ engl.
Regul. $^1/_2$ offen. Blasr. $^1/_4$ gesp.
Ksp. 94 Pfund.

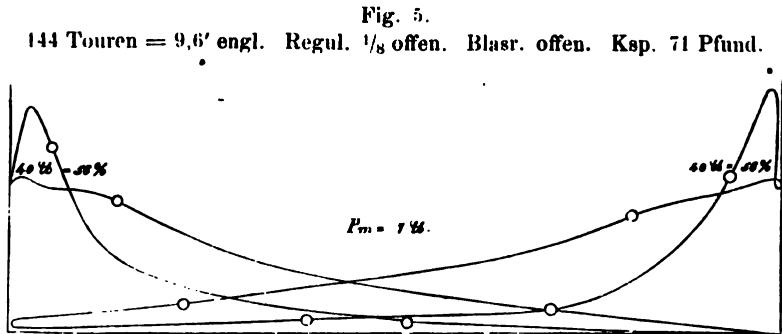


Fig. 5.
144 Touren = 9,6′ engl. Regul. $^1/_8$ offen. Blasr. offen. Ksp. 71 Pfund.

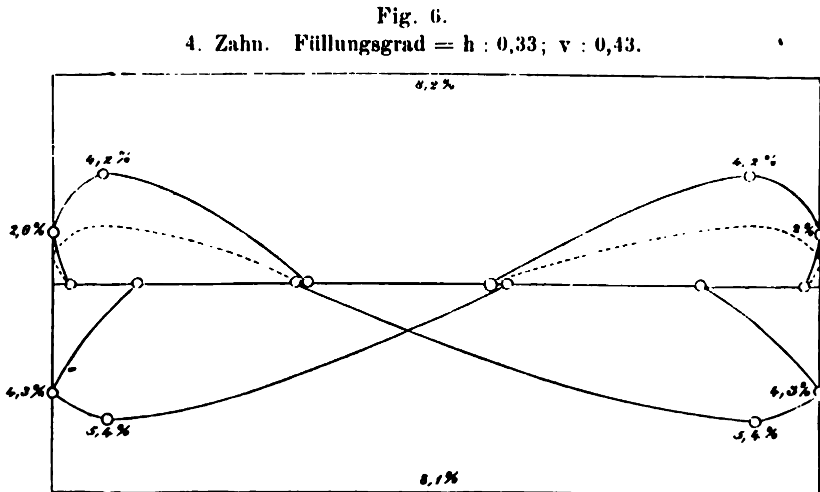
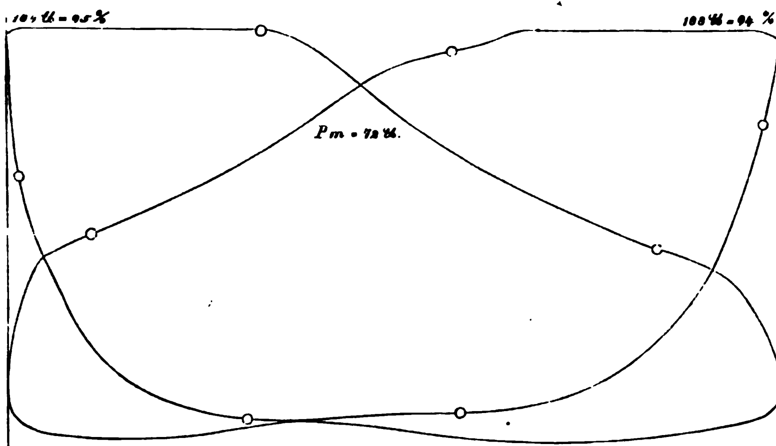


Fig. 6.
4. Zahn. Füllungsgrad = h : 0,33; v : 0,43.

Fig. 7.

81 Touren = 5,6′ engl. Regul. ½ offen. Blasr. ¼ gesp. Ksp. 115 Pfund.



Maschine »Kufstein«. Meyer'sche Steuerung.

Fig. 8.

Expbg. = 0,1; Füllungsgrad = h : 0,12; v : 0,14.

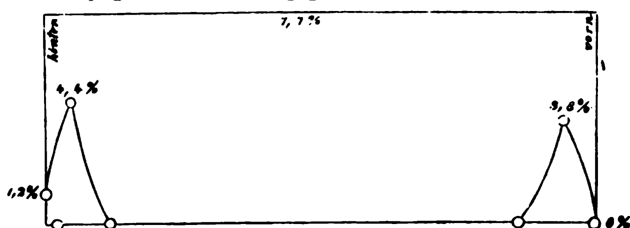


Fig. 9.

83 Touren = 5,1′ engl. Regul. 3; Blasr. offen; Cond. zu. Ksp. 77 Pfund.

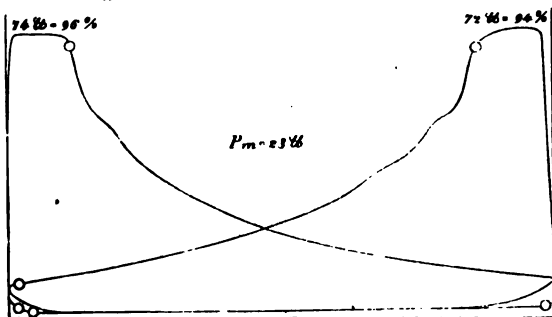


Fig. 10.

Expbg. = 0,4. Füllungsgrad = h : 0,25; v : 0,34.

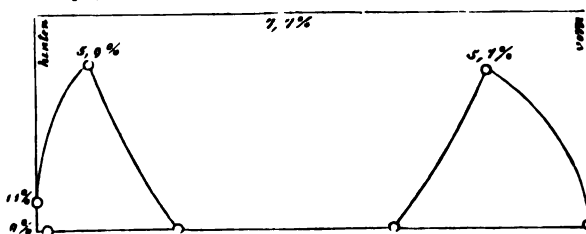
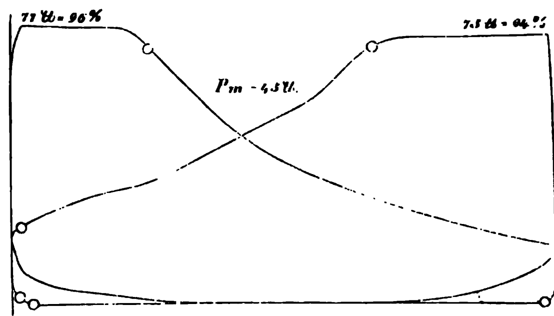


Fig. 11.
129 Touren = 7,9' engl. Regul. 4; Blasr. offen, Cond. zu. Ksp: 80 Pfund.



Wenn der Kolben seinen Hub von vorn nach hinten beinahe vollendet hat und bei *a* (siehe Fig. 3, Diagramm der Maschine »Ampfing«) angekommen ist, so wird der Einströmungscanal für die hintere Seite vermöge der Voreilung schon geöffnet und erreicht die Oeffnung am todten Punkte die Grösse *ab*. Bei der nun beginnenden Bewegung des Kolbens von hinten nach vorn steigt die Grösse der Einströmung bis γC und wird, wenn der Kolben in *d* angelangt ist, geschlossen. Die Admissionsperiode dauert also von *a* bis *d*. Von *d* ab beginnt die Expansion des Dampfes und dauert bis *e*, wo der Ausströmungscanal bereits geöffnet wird. Am todten Punkte wird der Ausströmungscanal um die Grösse *zf* geöffnet, und erreicht diese Oeffnung ein Maximum beim Rückgange des Kolbens in *g* und nimmt alsdann bis zu der Stellung des Kolbens in *h* ab, wo die Ausströmung geschlossen wird. Von hier ab beginnt die Compression und dauert bis *a*, wo dann wieder die Einströmung beginnt.

Für die andere Cylinderseite gelten die mit einem Strich versehenen Buchstaben in Bezug auf die Dampfvertheilung.

Für irgend eine Kolbenstellung *pnr* ist also:

1) bei der Bewegung des Kolbens von vorn nach hinten: auf der hinteren Seite der Ausströmungscanal in *h* bereits geschlossen und der Einströmungscanal wird erst in *a* geöffnet: es findet sonach Compression statt: auf der vorderen Seite ist die Ausströmung um die Grösse *nq* offen und zwar schon von e_1 an:

2) bei der Bewegung des Kolbens von hinten nach vorn: auf der hinteren Seite des Kolbens der Einströmungscanal um *np* geöffnet; auf der vorderen Seite ist der Ausströmungscanal schon um *nr* geöffnet.

Bei den Vertheilungsdiagrammen ist ferner noch an den Hauptpunkten die Grösse der Einströmungs- respective Ausströmungsöffnung in Procenten der Kolbenfläche angegeben.

Die in den Vertheilungsdiagrammen noch enthaltenen, punktirten Linien geben die Grösse der Schieberöffnungen an, wenn keine Hülfseinströmung, also kein Canalschieber vorhanden wäre.

Bezüglich der Hauptdimensionen der beiden Maschinen »Ampfing« und »Kufstein«, von denen die vorstehend enthaltenen Diagramme dargestellt sind, sei noch bemerkt, dass die Maschine »Ampfing« zwei gekuppelte Triebachsen von 1575 mm Durchmesser, 406 mm Cylinderdurchmesser bei 610 mm Kolbenhub und die Maschine »Kufstein« eine Triebachse von 1676 mm Durchmesser und einen Cylinderdurchmesser von 381 mm bei 559 mm Kolbenhub besassen.

Für die Welkner'schen Diagramme sei noch bemerkt, dass die in Figur 14,

Tafel II, dargestellten Diagramme von einer Maschine entnommen sind, welche zwei gekuppelte Triebachsen von 1524 mm Durchmesser, 381 mm Cylinderdurchmesser bei 610 mm Kolbenhub hat, und zwar bei verschiedenen Admissionen, aber bei derselben Kolbengeschwindigkeit von 91,4 m pro Minute, während die in Figur 15, Tafel II, dargestellten Diagramme für verschiedene Admissionen von einer Maschine entnommen sind, welche drei gekuppelte Triebachsen von 1219 mm Durchmesser, 483 mm Cylinderdurchmesser und 686 mm Kolbenhub besass.

§ 31. Verlust an Dampfkraft durch die Maschinenreibung. Die in den vorstehenden §§ 24—29 angegebenen Werthe ergeben nun die durch den Kolben entwickelte Gesammtkraft. Von dieser Gesammtkraft wird aber nur ein bestimmter Theil zur Fortbewegung des Zuges auf den Schienen verwendet, während der übrige Theil zur Ueberwindung der in der Maschine selbst vorhandenen Widerstände nothwendig ist. Die Grösse dieses letzteren Widerstandes variirt nun je nach der Leistung der Locomotive und muss natürlich desto grösser sein, je stärker die nothwendige Zugkraft ist.

Bezeichnet W_m die zur Ueberwindung der Maschinenreibung erforderliche Dampfkraft, so kann man setzen:

$$W_m = \eta_m P$$

wobei η_m einen Coëfficienten und P die vom Kolben ausgeübte Gesammtnutzkraft bezeichnet. η_m kann man nach Grove (siehe Capitel III, Seite 160) setzen gleich, wenn a die Admission bezeichnet für:

a =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
η_m =	0,8	0,79	0,78	0,77	0,76	0,72	0,62

§ 32. Ueber Geschwindigkeitsänderungen der Locomotiven bei Beförderung von Eisenbahnzügen. — Geschwindigkeitsänderungen oder Aenderungen des Beharrungszustandes bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen treten ein:

1) beim Anfahren und Anhalten der Züge;
2) bei einer Aenderung der Zugkraft der Locomotive oder des Zugwiderstandes.

Wenn eine Locomotive ihre Fahrt beginnt, so muss zunächst, um dem Zuge eine beschleunigte Bewegung mitzutheilen, ein gewisser Ueberschuss an Zugkraft vorhanden sein, vermittelst dessen eine Vermehrung der Geschwindigkeit erzielt wird.

Beim Anhalten der Züge wird dagegen die im Zuge enthaltene lebendige Kraft entweder durch Bremsen oder durch den Widerstand des Zuges vernichtet und so eine Geschwindigkeitsänderung, respective Vernichtung der Geschwindigkeit erzielt.

Es sei nun W der Gesammtwiderstand eines Zuges inclusive Locomotive und Tender aber excl. Maschinenreibung, Q das Gesammtgewicht des Zuges und Z die am Umfange der Triebräder wirkende Zugkraft der Locomotive.

Es sei ferner der Widerstand W des Zuges durch die Formel $a + bv^2$ dargestellt, worin a und b constante von der Geschwindigkeit v unabhängige Werthe sind; ist nun ferner g die Erdacceleration, so ist die Beschleunigung p des Zuges:

$$p = \frac{(Z - W)g}{Q} = \frac{(Z - a - bv^2)g}{Q}.$$

Ferner ist nun, wenn t die Zeit und s den Weg allgemein bezeichnet:

$$p = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2 s}{dt^2}; \text{ sonach ist}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{(Z - a - bv^2)g}{Q}$$

$$\text{oder} \quad \frac{Q\,dv}{(Z - a - bv^2)g} = dt,$$

woraus, da beim Anfahren für $t = 0$ auch $v = 0$ ist, sich ergiebt:

$$t = \frac{Q}{2g} \cdot \frac{1}{\sqrt{b(Z-a)}} \log \text{nat.} \frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}} + v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}} - v},$$

$$\text{und } v = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \cdot \frac{e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} - 1}{e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} + 1}.$$

Ferner ist aber $v = \frac{ds}{dt}$ und sonach:

$$ds = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \frac{e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} - 1}{e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} + 1} dt.$$

Wird Zähler und Nenner der rechten Seite durch $e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}$ dividirt, so erhält man:

$$ds = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \cdot \frac{e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} - e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}}{e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} + e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}} dt.$$

Setzt man nun:

$$e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} + e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} = z, \text{ so ist}$$

$$dz = \left(e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} - e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}\right) \frac{g\sqrt{b(Z-a)}}{Q} dt,$$

$$\text{oder } \frac{Q\,dz}{g\sqrt{b(Z-a)}} = \left(e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} - e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}\right) dt;$$

$$\text{sonach ist } ds = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \cdot \frac{Q}{g\sqrt{b(Z-a)}} \frac{dz}{z}$$

$$\text{oder } s = \frac{Q}{gb} \log \text{nat. } z, \text{ da für } t = 0 \text{ auch } s = 0 \text{ ist.}$$

Setzt man den Werth für z wieder ein, so ist:

$$s = \frac{Q}{gb} \log \text{nat.} \left(e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}} + e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}\right).$$

Man erhält sonach für die Geschwindigkeitsänderung eines Zuges von 0 bis v folgende Bestimmungsgleichungen:

$$1)\quad t=\frac{Q}{2g}\,\frac{1}{\sqrt{b(Z-a)}}\log\text{nat.}\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v};$$

$$2)\quad v=\sqrt{\frac{Z-a}{b}}\;\frac{e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}-1}{e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}+1};$$

$$3)\quad s=\frac{Q}{gb}\log\text{nat.}\left(e^{\frac{gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}+e^{\frac{-gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}\right).$$

Hat der Zug bereits eine Geschwindigkeit v und geht dieselbe alsdann in v_1 über, so ist wie vorstehend:

$$1)\quad t=\frac{Q}{2g}\,\frac{1}{\sqrt{b(Z-a)}}\log\text{nat.}\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}-\log\text{nat.}\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v_1}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v_1}.$$

$$2)\quad v_1=\sqrt{\frac{Z-a}{b}}\;\frac{\left(\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}\right)e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}-1}{\left(\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}\right)e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}+1}.$$

$$3)\quad s=\frac{Q}{4bg}\sqrt{\frac{Z-a}{b}}\log\text{nat.}\left[\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}\,e^{\frac{2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}+e^{\frac{-2gt\sqrt{b(Z-a)}}{Q}}\right].$$

Wird der Zugwiderstand W proportional der Formel $W=a_1+b_1v+c_1v$, worin a_1, b_1 und c_1 wieder constante, von der Geschwindigkeit v unabhängige Grössen darstellen, angenommen, so erhält man analog den vorstehenden Gleichungen für eine Geschwindigkeitsänderung von v auf v_1:

$$1)\quad t=\frac{1}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}}\left(\log\text{nat.}\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}+b_1+2c_1v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}-b_1-2c_1v}-\log\text{nat.}\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b^2}{4c^2}}+b_1+2c_1v}{2c_2\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c^2}}-b_1-2c_1v}\right)$$

$$2 = \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} \left\{ \frac{\left[\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v}\right] e^{ct\sqrt{\frac{a_1}{c^1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}} - e^{-ct\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}}}{\left[\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v}\right] e^{ct\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}} + e^{-ct\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}}} \right\} - \frac{b}{2c};$$

$$3)\ s = c \log \text{nat.} \left\{ \frac{\left[\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v}\right] e^{c_1 t\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}} + e^{-c_1 t\sqrt{\frac{a_1}{b_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}}}{\left[\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v}\right] + 1} \right\} - \frac{b}{2c} t.$$

Nach den Gleichungen (1) kann sonach berechnet werden, nach welcher Zeit ein Eisenbahnzug eine bestimmte Geschwindigkeitszunahme erlangt hat. Die Gleichungen (2) ergeben die Geschwindigkeit, welche ein Eisenbahnzug nach t Secunden mit der Anfangsgeschwindigkeit $= v$ oder $= o$ erlangt hat. Gleichung (3) endlich ergiebt den nach t Secunden bei der Geschwindigkeitsänderung $v - v_1$ oder $v - o$ zurückgelegten Weg.

Literatur.

Adams, über die schädliche Reibung zwischen Radreifen und Schienen und über die Mittel sie zu beseitigen. Organ f. Eisenbahnwes., 1864, p. 205.

Adams, verbesserte Sandstreubüchse an den Locomotiven der North-London Eisenbahn. Organ f. Eisenbahnwes., 1867, p. 30.

Adhäsion, Methode um die Adhäsion der Eisenbahnräder zu vergrössern. Mech. and Eng. Mag. 1816, März, und Organ für Eisenbahnwes., Bd. 1, p. 200.

Adhäsion, magnetische, auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwalt., 1865, p. 359.

Amberger, Benutzung des Electromagnetismus, um die Adhäsion zu vermehren. Compt. rendu. T. 32, p. 682. Dingler's polyt. Journ., Bd. 121, p. 1.

Bauschinger, Indicator-Versuche an Locomotiven. Civil-Ingenieur, Bd. 13, p. 479.

Berechnung der Differenzen und Widerstände bei Krümmungen. Förster's Bauzeit. 1837, p. 5.

Blake's Versuche über Magnetisirung der Locomotivräder zur Vermehrung der Adhäsion. Mining. Journ., 1859, Nr. 254. Notizbl. des Civilingen., 1860, Nr. 1. Dingler's Journ., Bd. 154, p. 441.

Bouro's Gradiententabelle. Dingler's polyt. Journal, Bd. 72, p. 397.

Bochet, Ermittelung der gleitenden Reibung auf Eisenbahnschienen. Polyt. Centralbl., 1862, p. 885.

Bödeker, Bewegung vierrädriger Eisenbahnwagen in Curven. Erbk. Zeitschr. f. Bauwesen, 1873, p. 345.

Böhm, über Curvenwiderstände. Organ f. Eisenbahnwes., 1875, p. 63.

Booth, über den Widerstand der Luft auf Eisenbahnen. Railway magaz., Vol. 6, p. 6.

von Borries, Berechnung der Fahrgeschwindigkeit der Züge auf verschieden geneigten Bahnstrecken. Organ f. Eisenbahnwes., 1875, p 232.

Casey, W. R., über die Adhäsion der Dampfwagenräder an den Schienen. Civ. Eng. a. Arch.-Journ., V. III, p. 18—20. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 678.

Clark, Railway-Machinery. Glasgow u. London 1855.

Clauss, über Zugwiderstand auf Eisenbahnen, verursacht durch Reibung und Schwerkraft. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwes., 1863, p. 83.

Clauss, Indicator zur Messung und Aufzeichnung der Schwankungen von Locomotiven und Wagen, beziehungsweise der Unebenheiten des Bahnoberbaues. Organ f. Eisenbahnwes., 1869, p. 213.

Clauss, graphisch darstellende Gleis-Indikatoren, Geschwindigkeits-, Ueberhöhungs- und Spurmesser für Eisenbahnrevisionswagen. Organ f. Eisenbahnwes. 1877, p. 93. Mit Abbild.

Dixon, Versuche über den Widerstand auf Eisenbahnen. Engineer, 1862, 21. März. Zeitschr. d. Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwalt., 1862, p. 413.

Dixon, Versuche über den Zugwiderstand auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwalt., 1864, p. 28.

Dynamometrische Versuche. Ueber die Vornahme solcher und die Construction dynamometrischer Apparate für Eisenbahnen. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verw., 1863, p. 244.

Fuchs, über den Widerstand der Eisenbahnfahrzeuge in Curven. Organ f. Eisenbahnw., 1868, p. 66.

Garke und Brandt, Versuche über den Widerstand auf Eisenbahnen. Erbkam's Zeitschr. f. Bauwes. Jahrgang 5, p. 228. Organ f. Eisenbahnwes., 1855, p. 78.

Glaser und Morandière, Notizen und Experimental-Resultate über die Befahrung steiler Rampen. Organ f. Eisenbahnwes., 1870, p. 47.

Gooch, Versuche über den Widerstand auf Eisenbahnen bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Proceedings of the Institution of Civil Engineers. Vol. 7, p. 292.

Gooch, Versuche über den Widerstand, welchen die mit verschiedenen Geschwindigkeiten laufenden Wagenzüge auf Eisenbahnen erleiden. Monit. industr. 1848, Nr. 1288. Dingler's polyt. Journal, Bd. 111, p. 401. Organ f. Eisenbahnwes., 1849, p. 82.

Gradienten, über die Wirkung der Gradienten auf die Eisenbahnen. Franklin's Journ. N. S., Vol. 21, p. 414. Dingler's polyt. Journal, Bd. 71, p. 427.

v. Grimburg, über die von der k. k. priviligirten Oesterr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft mit der Maschine »Leopoldstadt« in Temeswar angestellten Indicatorversuche. Zeitschr. d. Oesterreich. Ingenieur-Vereins, 1862, p. 1.

Hacket, über den Widerstand der Luft bei Eisenbahnzügen. Railway magaz. Vol. 6, p. 399.

Harding, über den Widerstand auf Eisenbahnen bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Institution of Civil Engineers, Vol. 5, p. 405.

Harding'sche Formel für den Zugwiderstand. Organ f. Eisenbahnwes., Bd. 9, p. 144. Bd. 10, p. 78.

Heinrich, Ersatz der Sandstreu-Vorrichtungen für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwes. 1876, p. 214.

Herapath, über den Widerstand der Luft bei den Eisenbahnwagen. Railway magaz. V. 2, p. 89.

Killiches', Arbeitsmesser. Organ f. Eisenbahnwes., 1877, p. 103. Mit Abbild.

Kirchweger, über Widerstand auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, 1862, p. 985.

Kirchweger, Versuche über Zapfenreibung. Organ für Eisenbahnwesen, 1864, p. 56.

Koch, Leistungsfähigkeit der Güterzuglocomotiven in Steigungen. Organ f. Eisenbahnw., 1875, p. 75.

Krauss, Eisenbahnschienen und rollende Reibung. Mit Abbdg. Organ f. Eisenbahnw., 1866, p. 56.

Lamarle, über die Reibung auf Eisenbahnen. Annales des ponts et chauss., T. 7. p. 33.

Landauer, Untersuchung des Druckes zwischen den Berührungsflächen der Schienen und Räder bei Eisenbahnen, und seines Einflusses auf die Zugkraft der Maschine und auf den Widerstand des Zuges. Zeitschr. des Oesterr. Ingenieur-Vereins, 1850, p. 144.

Lardner, über den Widerstand der Luft gegen die auf den Eisenbahnen fahrenden Wagenzüge. Dingler's polyt. Journal, Bd. 74, p. 321. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 145.

Lardner, Versuche über den Widerstand, welchen die Luft den Locomotiven und Eisenbahnwagen entgegensetzt. Technologist. Jan. 1848. Dingler's polyt. Journal, Bd. 98, p. 245. Organ für Eisenbahnwesen, 1848, p. 99.

Luftwiderstand, über den .... auf Bahnen. Mechan. magaz., Vol. 30, p. 244, 265, 297, 300 u. 362.

Luftwiderstand, über den .... bei gewissen Arten von Eisenbahnrädern. Polyt. Centralblatt, 1849, p. 1501.

Luftwiderstand, Versuche über den .... bei Eisenbahnfahrten. Dingler's polyt. Journal, Bd. 108. p. 245.

Magnetisirung der Eisenbahnräder. Notizblatt des Civilingen., 1860, Nr. 1. Polyt. Centralblatt, 1860, p. 276.

Meyer, Georg, über die Grösse des Widerstandes auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, 1863, p. 594.

Nickle, electromagnetische Adhäsion der Schienen und Räder. Bullet. de la société d'encouragement, 1852, p. 835.

Osimitsch, über die Vornahme dynamometrischer Versuche und die Construction dynamometrischer Apparate für Eisenbahnen. Zeitschr. d. Oesterreich. Ingenieur-Vereins, 1862, p. 203.

Pambour, theoretisch-praktisches Handbuch über Dampfwagen, deutsch von Schnuse. 1841.

Pambour, über die Grösse der rollenden Reibung an den Rädern der Eisenbahnwagen. Comptes rendus, 1843, T. XVII, p. 1050. Polyt. Centralblatt, 1844, Bd. 3, p. 87. Eisenb.-Zeitg. 1844, p. 74.

Pambour, über schiefe Ebenen auf Eisenbahnen, über Luftwiderstand und Thibault's Versuche darüber. Compt. rend., T. 9, p. 802 u. T. 10, p. 331. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 505.

Pambour, über den Widerstand der Wagen auf Schienenwegen. Karsten's Archiv, 1836, Bd. 9. p. 493. Polyt. Centralblatt, 1836, p. 887 u. 903.

Pambour, Versuche über den Widerstand der Luft gegen Eisenbahnwagen und über die Reibung ihrer Räder an den Schienen. Compt. rend., V. 9, p. 212. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 4.

Pambour, über die Reibung und den Luftwiderstand bei Eisenbahnen. Dingler's polyt. Journal. Bd. 74, p. 21.

Paulus, R., über die Adhäsion der Triebräder auf den Schienen. Eisenb.-Zeitg., 1857, Nr. 13. Organ für Eisenbahnwesen, 1857, p 176. Dingler's polyt. Journal, Bd. 144, p. 243. Polyt. Centralblatt, 1857, p. 629.

Perdonnet, Traité élémentaire des chemins de fer. Paris.

Redtenbacher, die Gesetze des Locomotivbaues. Mannheim.

Referat über Beantwortung der Frage C. No. 21 der 5. Versammlung Deutscher Eisenbahntechniker über Curvenwiderstände. Organ für Eisenbahnwesen, 1871, p. 124.

Reibung der Räder auf den Schienen. Förster's Bauzeitg., 1837, p. 437.

Right, mit Hülfe des Magnetismus die Adhärenz der Triebräder zu vermehren. Dingler's polyt. Journal, Bd. 99, p. 394.

Rittgen, Locomotive mit künstlicher Adhäsion. Organ f. Eisenbahnwes., 1873, p. 185. Mit Abbd.

Rühlmann, allgemeine Maschinenlehre, Bd. 3, p. 400. Braunschweig 1868.

Russel's, Scott, Versuche über den Widerstand der Wagenzüge auf Eisenbahnen. Le Technologiste 1845, Janv. p. 175. Polyt. Centralblatt, 1845, Bd. 6, p. 173.

Sandbüchsen, verbesserte, für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwes., 1865, p. 41.

Schmidt, theoretische Bestimmung der Widerstände der Eisenbahnfahrzeuge in den Curven. Zeitschr. des Oesterreich. Ingen.-Vereins, 1857, p. 338.

Schmierung der Spurkränze an Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwes., 1876, p. 147 und Organ für Eisenbahnwes., 1878, p. 3. Mit Abbd.

Sonne, über Curvenwiderstand. Organ f. Eisenbahnwes., 1873, p. 18.

Stötzer, E., Versuchswagen (Waggon d'experiences) der französ. Ostbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwes. 1879, p. 211.

Stopsl, P., über die Reibung der Räder auf den Eisenbahnschienen und über Dampfwagen auf gewöhnlichen Strassen. Förster's Bauzeitg., 1837, p. 31.

Strauss, graphische Darstellung der Leistungsfähigkeit einer Locomotive hinsichtlich der Dampfproduction. Organ f. Eisenbahnwesen, 1876, p 8.

Tilp, die Sicherung der Locomotivbewegung. Organ f. Eisenbahnwes., 1876, p. 147.

Ueber Verlust an Zugkraft. Organ f. Eisenbahnwesen, 1873, p. 65.

Vuillemin, Dieudonné und Guebhard, Versuche über den Widerstand der Eisenbahnfahrzeuge. Organ f. Eisenbahnwes., 1868, p. 86. Mémoire et comptes rendus des ingenieurs civils, 1867, p. 701.

v. Weber, M. M., über magnetische Friction und ihre mögliche Anwendung auf Eisenbahnen. Polyt. Centralblatt, 1842, p. 759. Dingler's polyt. Journal, Bd. 86, p. 22.

'eber, M. M., die Ermittelung des Widerstandes, welchen Eisenbahnfuhrwerke in Curven erfahren auf experimentativem Wege. Organ f. Eisenbahnwes., 1863, p. 1.

'eber, M. M., Beiträge zur Ermittelung der Reibung der Eisenbahnfuhrwerke. Civilingenieur, 1854, p. 204. Organ f. Eisenbahnwes., 1854, p. 124. Polyt. Centralblatt, 1854, p. 967. Eisenb.-Zeitg., 1854, p. 129.

kner, die Locomotive. Göttingen.

erstand, in Curven und Steigungen. Organ f. Eisenbahnwes., 1865, p. 43.

d, über den Einfluss desselben auf die Geschwindigkeit der Dampfwagen. Förster's Bauzeitg., Bd. 3. p. 284. Polyt. Centralblatt, 1839, p. 589.

erstände, über die .... auf verschiedenen Arten von Strassen. Erbkam's Zeitschr. f. Bauw., 1859, p. 419.

erstände, Berechnung derselben bei Krümmungen. Förster's Bauzeitg., 1837, p. 5.

ıler, über den Einfluss der Form des Schienenkopfes und der Radreifen auf deren gegenseitige Abnutzung und auf die Bewegung der Eisenbahnfahrzeuge. Erbkam's Zeitschr. f. Bauwesen, 1859, p. 359.

widerstände, Versuche über dieselben in Curven und geraden Linien auf der Altona-Kieler Bahn. Organ f. Eisenbahnwes., 1870, p. 135.

III. Capitel.

Die Locomotive im Allgemeinen und die Entwickelung ihrer Grundverhältnisse.

Bearbeitet von

O. Grove,

Professor an der Technischen Hochschule zu Hannover.

(Mit 18 Holzschnitten.)

A. Aufgabe, Einrichtung und Eintheilung der Locomotiven.

§ 1. Aufgabe der Locomotive. — Von einer Locomotive für Eisenbahnen wird verlangt die Fortschaffung eines gegebenen Zuges auf einer hinsichtlich der Steigung und Krümmung bestimmten Bahnstrecke mit einer festgesetzten Geschwindigkeit durch unmittelbare Verbindung mit dem Zuge. Nach Anleitung des vorhergehenden Capitels kann die Grösse des Widerstandes ermittelt werden, welchen das Fortschaffen des Zuges unter vorliegenden Verhältnissen der Locomotive verursacht; es kommt darauf an, die Locomotive so kräftig herzustellen, dass sie diesen Widerstand mit der verlangten Geschwindigkeit zu überwinden vermag und zwar mit grosser Sicherheit und geringen Betriebskosten.

Die von der Locomotive auf den Eisenbahnzug zu seiner Bewegung übertragene Kraft heisst die Zugkraft derselben, genauer die Nutzzugkraft, um sie von der Gesammtzugkraft zu unterscheiden, welche der Fortbewegung des Zuges und der Locomotive entspricht.

Bei dem Eisenbahnbetriebe muss die Rücksicht auf die Sicherheit der Rücksicht auf die Kosten vorangestellt werden, weil die Gesundheit, selbst das Leben der Menschen auf dem Spiele steht. Die Sicherheit des Betriebes lässt sich fördern, soweit es die Locomotive angeht, indem man zunächst die möglichste Einfachheit der Construction anstrebt, weil die Weglassung jedes nur irgend für die Sicherheit entbehrlichen Theiles die Veranlassung zu Unfällen durch Bruch, Lösung, falschen Gebrauch u. s. w. desselben beseitigt, ferner die einzelnen Theile übersichtlich und zugänglich anordnet zur leichten Entdeckung und Ausbesserung entstehender Schäden, sodann die Dimensionen gewissenhaft bestimmt, ihrer Beanspruchung durch die auftretenden Kräfte gemäss, endlich das beste Material verwendet und sich der grössten Sorgfalt in der Anfertigung, Wartung und Unterhaltung der Maschine befleissigt.

§ 2. Einrichtung der Locomotive. — Die Locomotive besteht aus der Verbindung eines Eisenbahnwagens mit einer Kraftmaschine, zu welcher gegenwärtig die

Dampfmaschine ausschliesslich benutzt wird. In Fig. 1 und 2 ist mit einfachen Linien eine vielfach angewandte Locomotive (Fig. 1 im Verticallängenschnitt und Fig. 2, die eine Hälfte im Grundriss, die andere im Horizontalschnitt) dargestellt.

Fig. 1.

Fig. 2.

Die locomotive Dampfmaschine unterscheidet sich von einer feststehenden nur dadurch, dass ihre Grundplatte *B*, hier der Form wegen Rahmen genannt, mit Achsen und Rädern versehen ist und also einen Wagen bildet, dessen Fortbewegung von der Dampfmaschine aus geschieht. Wie bei den übrigen Eisenbahnwagen werden auch hier zur Abschwächung der nachtheiligen Wirkungen der Radstösse auf den Bau die Lager der Achsen, die Achsbüchsen, nicht fest in dem Rahmen gelagert, sondern in den Achshaltern *h* verschiebbar gemacht und stützen sich gegen Federn *f*, welche an dem Rahmen befestigt sind.

Zur Bewegung der Locomotive durch die in den Cylindern *C* der Dampfmaschine gewonnene Kolbenkraft dient wegen der erforderlichen Einfachheit der Construction fast ausnahmslos ihre Kurbelwelle A_t ohne Uebersetzung, indem auf ihr ein Rad oder meistens gleich ein Wagenräderpaar befestigt wird zum Eingriff in die festliegende Bahn; sie heisst dann die Triebachse, während die anderen nicht zur Uebertragung der Triebkraft dienenden Achsen des Wagens Laufachsen A_l und deren Räder Laufräder genannt werden. Die Kolbenkraft sucht durch den Kurbel-

gedrückt werden; dann kann man dieselben in der für die Widerstandskraft erforderlichen Zahl als Triebräder benutzen. Wenn mehr als zwei nöthig sind, so müssen die Achsen derselben durch Kuppelstangen k mit der Kurbelachse A_t verbunden werden; dadurch ergiebt sich eine übereinstimmende Drehung der Achsen und die Nothwendigkeit genau gleicher Grösse der Triebräder zur Vermeidung des Schleifens auf den Schienen. Die Achsen heissen dann gekuppelte, die mit der Triebachse verbundenen insbesondere die Kuppelachsen A_k, ihre Räder auch wohl Kuppelräder, obwohl sich ihr Dienst nicht von dem der Triebräder unterscheidet.

Ist das Maschinengewicht bei starken Steigungen ungenügend zur Erreichung der für die grosse Zugkraft der Locomotive nöthigen Reibung der Triebräder auf den Schienen, so kann man den Weg künstlicher Pressung der Triebräder gegen die Bahn einschlagen. Zweckmässig wird hierbei eine eigens für die Anpressung bestimmte Schiene in der Mitte der Bahn sicher befestigt, und gegen dieselbe werden horizontale Räder von entgegengesetzten Seiten vermittelst Federn angedrückt, um die Schiene dadurch nicht auf Biegung zu beanspruchen. Die Idee ist bereits 1830 von Vignoles und Erikson ausgesprochen, nachher von Sellers verfolgt und kürzlich von Fell für die provisorische Bahn über den Mont Cenis mit Steigung von 1 : 12 ausgeführt worden. Wenn dieser Weg auch Vorzüge vor der Anlage einer Zahnstange besitzt, so hat man doch mit sehr grossen Betriebsschwierigkeiten zu kämpfen.

Da die Zahl der Umdrehungen in der Minute bei den Triebrädern nicht beliebig wachsen darf wegen der Sicherheit der Fahrt, so muss der Durchmesser derselben um so grösser angenommen werden, je grösser die Fahrgeschwindigkeit sein soll. Mit dem Durchmesser der Räder wächst aber auch ihre Neigung zum Entgleisen; man sieht sich deshalb veranlasst, den Laufrädern, welche zweckmässig vor den Triebrädern liegen, kleinere Durchmesser zu geben als den Triebrädern, und erlangt dadurch eine gute Leitung der Maschine in der Bahn.

Die Dampfmaschine ist, der Ueberwindung des todten Punktes und des gleichförmigen Ganges ohne besonderes Schwungrad wegen, eine Zwillingsmaschine mit gleicher Dampfwirkung in gleichen, direct vom Kessel gespeisten Cylindern und um 90° versetzten Kurbeln. In neuester Zeit hat Mallet das bei Schiffsmaschinen in Aufnahme gekommene System der Compound-Maschine auf die Locomotive anzuwenden versucht. Hier wirkt der Dampf zunächst in dem einen, kleineren Cylinder und tritt dann zur Fortsetzung seiner Expansion in den anderen grösseren Cylinder: die Kurbeln der beiden Maschinen sind hier ebenfalls unter 90° gegen einander gerichtet. Um mit Leichtigkeit die Fahrrichtung ändern zu können, wird die Maschine mit Umsteuerung u versehen: zu derselben verwendet man gegenwärtig fast ausschliesslich die Coulissensteuerungen, weil sie bei Einfachheit und Solidität der Construction eine ökonomische Benutzung des Dampfes gestatten.

Der Rahmen trägt auch den Kessel K zur Erzeugung des in den Cylindern zu verbrauchenden Dampfes. Des beschränkten Raumes wegen wird stets der schon von Stephenson benutzte Röhrenkessel angewendet, welcher eine grosse Heizfläche bei verhältnissmässig geringer Grösse ohne Einmauerung gewährt. Man legt ihn aus Stabilitätsrücksichten horizontal über den Rahmen und befestigt ihn nur an dem Cylinderende unwandelbar mit demselben, um seine Ausdehnung bei Temperaturveränderungen nicht zu hindern. Der Kessel besteht aus einem meist parallelepipedischen Theile K_1, in dem der den Rost R enthaltende Feuerkasten F mit Stehbolzen befestigt ist und dem cylindrischen Langkessel K_2, welcher im Innern zahlreiche Siederöhren H enthält. In der Figur sind nur die beiden äussersten

1) Pumpen zur Einführung des Speisewassers in den Kessel; mitunter wird auch ein Zweigdruckrohr derselben in die Rauchkammer geführt, um dort Funken auslöschen zu können. Sie sind entweder Kolbenpumpen, sowohl durch die Maschine, vermittelst Excentriks auf der Triebachse oder des Kreuzkopfes, als auch direct durch Dampf getrieben, oder in neuester Zeit meistens Dampfstrahlpumpen. Der grösseren Sicherheit wegen werden zwei Speiseapparate angebracht, von denen mindestens einer unabhängig vom Gange der Maschine arbeiten muss.

2) Wasserstandsglas und drei Probirhähne oder Probirventile zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel, da der niedrigste Stand 10 cm über dem höchsten Theile des Feuerkastens liegen soll.

3) Ein Manometer zur Angabe des Dampfdrucks im Kessel.

4) Mindestens zwei Sicherheitsventile zum selbstthätigen Abfluss des überflüssig erzeugten Dampfes, um die Steigerung des Dampfdruckes über das zulässige Maass zu hindern.

5) Eine Dampfpfeife zum Signalgeben.

6) Ablasshähne unten im äusseren Feuerkasten und, im Falle eines zur Schaumbildung geneigten Kesselwassers, auch in der Höhe des normalen Wasserstandes, endlich Reinigungsöffnungen.

Seit der Einführung der Kohlenfeuerung wird ein Hülfsblasrohr hergestellt, um während des Stillstandes der Maschine durch Einblasen von Kesseldampf in den Schornstein den lästigen Rauch zu mässigen, dasselbe gewährt auch einen schwachen Zug für die Feuerung.

Bei den Locomotiven ohne Dampfstrahlpumpen finden sich Wärmeröhren vor, deren Hähne während des Abblasens der Sicherheitsventile geöffnet werden, um den überflüssigen Dampf in den Tender zur Erwärmung des Speisewassers eintreten zu lassen.

Die Dampfmaschine im engeren Sinne (ohne Kessel) ist natürlich auch mit den zum Betriebe jeder Dampfmaschine erforderlichen Apparaten zum Schmieren, zum Ablassen des in den Cylindern angesammelten Wassers u. s. w. zu versehen.

An dem vorn und hinten befindlichen Querbalken des Locomotivrahmens befinden sich die zur Verbindung mit andern Wagen dienenden Einrichtungen, als Zughaken, Ketten, Buffer, Tenderkuppelung, sowie die zur Entfernung von fremden Körpern auf der Bahn dienenden Bahnräumer. Auch werden an der Locomotive bei Nachtfahrten die vorschriftsmässigen Signallaternen an den dazu bestimmten Stützen angebracht.

Zur Vergrösserung der Reibung der Triebräder auf glatten oder nassen Schienen dienen Vorrichtungen zum Bestreuen der Schienen mit Sand vor den Triebrädern.

Das während der Fahrt erforderliche Kesselspeisewasser und Brennmaterial, sowie etwa nöthige Werkzeuge, werden in der Regel auf einem besondern Wagen unmittelbar hinter der Locomotive, dem Tender, geführt, oder bei den kleinen Vorräthen der Locomotiven für kurze Strecken und zum Rangiren auf den Bahnhöfen auch auf der Maschine selbst untergebracht. Letztere Maschinen führen den Namen Tenderlocomotiven; sie zeichnen sich dadurch aus, dass das Gewicht der Vorräthe zur Vergrösserung der Reibung der Triebräder nutzbar gemacht wird, und dass sie für die Rückfahrt nicht gewendet zu werden brauchen.

Zum raschen Anhalten der in Bewegung begriffenen Maschine muss eine kräftige Bremse vorhanden sein. Meistens verwendet man die Räderbremsen, und wenn die Locomotive mit einem besonderen Tender versehen ist, so beschränkt man sich

zur Schonung der Locomotivradreifen darauf, die Bremse auf die Tenderräder wirken zu lassen. Seltener sind die Schlittenbremsen ausgeführt, bei denen die Bremsschuhe auf die Schienen gepresst und die Räder um den entsprechenden Druck entlastet werden; sie schonen die Räder, greifen aber die Schienen durch die gleitende Reibung desto stärker an. Bei Maschinen für starke Steigungen hat man auch wohl Dampfbremsen angebracht. Da durch die gewöhnlichen Bremsen entweder die Räder oder Schienen angegriffen werden, so hat man in neuester Zeit angefangen, die Bremsarbeit nach dem Ursprunge der Bewegungsarbeit, den Dampfcylindern, zu verlegen, indem man die Dampfvertheilung so herstellt, wie sie bei entgegengesetzter Fahrrichtung sein müsste, und dadurch der lebendigen Kraft des Zuges ausser der Ueberwindung der Widerstandsarbeit des Zuges auch noch die Gegendampfarbeit im Cylinder aufladet. Vorrichtungen dieser Art sind die Gegendampfbremse von Le Chatelier und die Repressionsbremse von Krauss.

Alle die erwähnten Vorrichtungen müssen von dem Führerstande hinter dem Feuerkasten aus leicht gehandhabt werden können. Dieser Platz ist in neuerer Zeit allgemein mit einem Schutzdache gegen die Einflüsse der Witterung versehen. Einige Trittstufen erleichtern das Besteigen des Führerstandes ohne Perron, während ein Geländer dem Herabfallen von demselben vorbeugt. Um nöthigenfalls während der Fahrt zu den vom Führerstande entlegenen Theilen der Locomotive gelangen zu können, sind Laufbleche mit dem Rahmen verbunden und Handstangen an dem Kessel befestigt.

§ 3. Eintheilung der Locomotiven. — Ohne eine genaue Besprechung der Leistungsfähigkeit einer Locomotive lässt sich leicht einsehen, dass ihr gewisse Grenzen gesteckt sind durch die Verdampfungsfähigkeit des Kessels. Ein Kessel von dem Gewichte, welches der zulässigen Belastung der Räder bei der gewöhnlichen Zahl und Einrichtung der Achsen entspricht, hat eine gewisse Grösse der Heizfläche und vermag in einer gegebenen Zeit nicht über eine bestimmte Dampfmenge zu erzeugen; es kann daher auch in den Cylindern anhaltend nicht mehr Dampf verbraucht, mithin nur eine bestimmte, dem Dampfaufwande entsprechende Arbeit in dieser Zeit gewonnen werden. Die in einer Secunde geleistete Arbeit der Maschine, ihr Effect, d. i. das Product aus der Zugkraft und Zuggeschwindigkeit, liegt daher in seinem grössten Werthe fest; wird der eine Factor desselben gross verlangt, so muss der andere nothwendig klein gehalten werden. Die Züge müssen um so langsamer fahren, je schwerer sie sind und je stärker die zu überwindende Steigung der Bahn ist, was auch mit den Anforderungen des Betriebes verträglich ist, indem für die leichten Personenzüge grosse, für die schweren Güterzüge kleine Geschwindigkeiten angemessen sind. Das deutsche Bahnpolizeireglement bestimmt im § 26 für Bahnen, welche Steigungen von höchstens 1 : 200 und Curven von mindestens 1000 m haben, die Maximalgeschwindigkeit der Schnellzüge zu 20,8 m, die der Personenzüge zu 16,7 m und die der Güterzüge zu 12,5 m in der Secunde oder bezw. 75, 60 und 45 Kilometer in der Stunde. Ausnahmsweise können grössere Geschwindigkeiten bis 25 m pro Secunde oder 90 km pro Stunde für Schnellzüge zugelassen werden unter besonders günstigen Verhältnissen nach Genehmigung der Aufsichtsbehörde. Auf stärker geneigten oder mehr gekrümmten Strecken müssen dagegen die erst angegebenen Geschwindigkeiten angemessen verringert werden.

Obgleich hiernach mit einer Maschine von genügender Heizfläche schwere und leichte Züge mit den entsprechenden Geschwindigkeiten gefahren werden könnten, verlangt doch ein zweckmässiger Betrieb Abweichungen in der Construction für die verschiedenen Geschwindigkeiten. Es wird z. B. angemessen sein, Maschinen für

grosse Geschwindigkeiten mit grossen Triebrädern zu versehen, ihre Achsen entweder gar nicht oder deren nur zwei zu kuppeln, weil die Zugkraft in diesem Falle verhältnissmässig klein ist, eine überflüssige Kuppelstange aber durch die Möglichkeit ihres Bruches die Sicherheit der Fahrt verringert. Man unterscheidet deshalb nach dem **Fahrdienste** der Maschinen gewöhnlich die folgenden Classen:

1) **Schnellzugmaschinen** für verhältnissmässig leichte Personenzüge von etwa 15 bis 30 Achsen oder ungefähr 75 bis 150 Tonnen Gewicht mit sehr grosser Fahrgeschwindigkeit von 16 bis 25 m in der Secunde. Sie müssen rasch diese Geschwindigkeit herstellen und erhalten können, erfordern also anfangs einen grossen Ueberschuss der Zugkraft über den Zugwiderstand zur Beschleunigung des Zuges und während der Fahrt grosse Verdampfungsfähigkeit des Kessels. Wegen des daraus entstehenden grossen Kesselgewichts braucht man nur eine oder bei starken Zügen oder entsprechenden Ansteigungen der Bahn zwei Triebachsen. Die gewöhnlichen Constructionsverhältnisse sind:

Cylinderdurchmesser	0,38 bis	0,44 m,
Kolbenhub	0,51 -	0,63 -
Durchmesser der Triebräder	1,7 -	2,1 -, in England und Frankreich bis 2,5 m,
- - Laufräder	1 -	1,35 -,
Rostfläche	0,95 -	2,3 qm,
Heizfläche, directe	6 -	10 -,
- , indirecte	70 -	110 -,
Gewicht der Maschine, leer	23 bis	35 t,
- - - , dienstfähig	2,5 -	4 t mehr.

2) **Personenzugmaschinen** für Züge von etwa 20 bis 40 Achsen oder ungefähr 100 bis 200 Tonnen Gewicht mit Geschwindigkeiten von 10 bis 18 Meter. Auch hier sind ein bis zwei Triebachsen hinreichend. Uebliche Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser	0,40 bis	0,45 m,
Kolbenhub	0,51 -	0,64 -,
Durchmesser der Triebräder	1,4 -	1,7 -,
- - Laufräder	1 -	1,25 -,
Rostfläche	0,95 -	1,8 qm,
Heizfläche, directe	5,5 -	9 -,
- , indirecte	70 -	120 -,
Gewicht der Maschine, leer	23 bis	34 t,
- - - , dienstfähig	2,5 -	4 t mehr.

3) **Güter- oder Lastzugmaschinen** für Züge von etwa 60 bis 180 Achsen oder ungefähr 250 bis 700 Tonnen Gewicht mit einer Fahrgeschwindigkeit von 6 bis 9 Meter. Mindestens zwei, besser drei Achsen gekuppelt. Gewöhnliche Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser	0,41 bis	0,48 m,
Kolbenhub	0,61 -	0,66 -,
Durchmesser der Triebräder	1,2 -	1,4 -,
- - Laufräder	0,94 -	1,1 -,
Rostfläche	1,1 -	2 qm,
Heizfläche, directe	6 -	9 -,
- , indirecte	80 -	130 -,
Gewicht der Maschine, leer	26 bis	35 t,
- - - , dienstfähig	3 -	6 t mehr.

4) Maschinen für gemischte Züge, d. i. für Güterzüge mit Personenbeförderung mit Geschwindigkeit von 9 bis 12 Meter. Sie erhalten zwei gekuppelte Achsen und können als Uebergang von den Personenzug- zu den Güterzug-Maschinen betrachtet werden.

Die bisher angegebenen Verhältnisse gelten für Hauptbahnen des flachen Landes. Für starke Steigungen bauet man besondere

5) Gebirgsmaschinen. Die Züge und ihre Geschwindigkeiten müssen in dem Maasse kleiner werden wie die Steigungen wachsen. Auf Steigungen, welche das Verhältniss 1 : 40 haben oder demselben sich nähern, kann die Geschwindigkeit der Personenzüge nur 5 bis 10 Meter betragen, während sich die Güterzüge mit 3,5 bis 6 Meter Geschwindigkeit bewegen. Bei diesen Maschinen sind mindestens drei, meistens vier gekuppelte Achsen mit kleinen Triebrädern vorhanden. Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser . . .	0,46	bis	0,54 m,
Kolbenhub	0,61	-	0,68 -,
Durchmesser der Triebräder	1,06	-	1,3 -,
Rostfläche	1,3	-	2,15 qm,
Heizfläche, directe . . .	7	-	11,5 -,
- , indirecte . . .	100	-	200 -,
Gewicht der Maschine, leer . .	32,5	bis	47 t,
- - - , dienstfähig	5	-	6,5 t mehr.

6) Maschinen zum Rangiren der Züge auf Bahnhöfen mit starkem Verkehre und Maschinen für kurze Zweigbahnen. Sie werden zur Vermeidung des häufigen Wendens zweckmässig als Tendermaschinen ausgeführt; die zum Tragen ihres Gewichts erforderlichen zwei oder drei Achsen sind in der Regel gekuppelt und mit kleinen Rädern versehen, um bei der ausreichenden geringen Geschwindigkeit eine grosse Zugkraft zu erhalten. Ausführungen zeigen folgende Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser . . .	0,2	bis	0,4 m,
Kolbenhub	0,45	-	0,62 -,
Durchmesser der Triebräder	0,95	-	1,37 -.
- - Laufräder	0,91	-	1,05 -,
Rostfläche	0,70	-	1,4 qm,
Heizfläche, directe . . .	4,5	-	8 -,
- , indirecte . . .	42	-	90 -,
Gewicht der Maschine, leer . .	17,5	bis	33 t,
- - - , dienstfähig	4	-	10 t mehr.

Die zur Zeit übliche Spannung des Dampfes im Kessel beträgt bei sämmtlichen Classen der Locomotiven 8 bis 12 Atmosphären (7 bis 11 Atmosphären Ueberdruck).

Die Verschiedenheit der Construction der Locomotiven bietet Veranlassung zu mannigfacher Eintheilung.

Fasst man zunächst die Unterbringung der Vorräthe an Brennmaterial und Wasser in's Auge, so zerfallen die Locomotiven in

Maschinen mit eigenem Tender zur Aufnahme des Brennstoff- und Wasservorrathes und in

Tendermaschinen, bei denen diese Vorräthe auf der Maschine selbst untergebracht sind oder Maschine und Tender ein Ganzes bilden.

Die richtige Einfügung der Maschinen in diese beiden Classen ist mitunter etwas schwierig. Benutzt man den Tender, wie Beugniot bei seinen schweren Last-

zugmaschinen, auch zur Stützung des überhängenden Theiles der Feuerbüchse, um schädliche Schwankungen des letzteren während der Fahrt zu vermeiden, ohne sonst das Maschinengewicht den Maschinenachsen zu entziehen, so ist deshalb die Maschine noch nicht den Tendermaschinen beizuzählen.

Anders verhält es sich bei den Maschinen des Systems Behne-Kool. Hier sind die Längswände des Tenderrahmens bis beinahe zur Mitte der Feuerkiste fortgesetzt und übertragen durch Hängestangen mit Universalgelenk- oder Kugelzapfen einen nicht unerheblichen Theil des Maschinengewichts auf die erste unter der Feuerkiste liegende Tenderachse. Der hintere Theil des Maschinenrahmens, welcher sich zwischen dem vorspringenden Tenderrahmen befindet, wird durch an letzterem angebrachte elastische Buffer seitlich geführt, während sonst die Kuppelung des Tenders mit der Maschine wie gewöhnlich eingerichtet ist. Der Tender erscheint hier nicht als ein blosser Beiwagen der Maschine, sondern er bildet einen wesentlichen Theil derselben, weshalb man diese Locomotiven angemessen als Tendermaschinen mit gegliedertem Rahmen auffasst.

Die Engerth'schen Gebirgsmaschinen wurden von ihrem Erbauer ganz richtig als Tendermaschinen bezeichnet, weil die Verlängerung des Tenderrahmens so weit neben der Feuerbüchse hin fortgesetzt ist, dass die erste Tenderachse vor der Feuerkiste liegt und die Feuerbüchse sich durch angeschraubte Tragarme auf diesen Rahmen stützt. Der verticale Kupplungsbolzen für die beiden Gestellrahmen liegt vor der Feuerkiste zwischen der ersten Tenderachse und der letzten Maschinenachse, wodurch ein leichtes Durchlaufen scharfer Curven bewirkt wird. Diese Gestellkuppelung hat mit dem Wesen einer Tenderlocomotive eben so wenig zu schaffen, wie die versuchte Kuppelung der Maschinen- und Tenderachsen, welche von Engerth ohne Erfolg durch Zahnräder und darauf von Fink nach Kirchweger's Idee durch Kuppelstangen mit Hülfe einer zwischen ihnen eingeschobenen etwas beweglichen Blindachse hergestellt wurde. Dieses leuchtet ein, wenn man das Vorhandensein zahlreicher Tendermaschinen mit Laufachsen berücksichtigt und bedenkt, dass bei den von Schneider in Creuzot für die französischen Nord- und Ostbahnen erbauten sogenannten modificirten Engerth'schen Lastzugmaschinen die Engerth'sche Kuppelung beibehalten, dagegen die Stützung des überhängenden Maschinengewichts durch den Tender und damit das Tendermaschinenprincip aufgegeben worden ist, indem die Einschiebung einer (vierten) Maschinenachse vor der Feuerkiste statt der Tenderachse die Maschine lediglich auf eigene Räder stellt und die an ihrem gewöhnlichen Platze befindlichen Tenderräder nur das Gewicht des Tenders mit seinen Vorräthen zu tragen haben.

Eine andere Eintheilung macht man nach der für die Maschinen gewählten Rahmenanordnung. Die Lage der Räder auf den Achsen ist durch die Spurweite bestimmt, und lässt sich der Rahmen mit den Achslagern entweder innerhalb oder ausserhalb, oder auch innerhalb und ausserhalb der Räder anordnen; darnach unterscheidet man:

Locomotiven mit Innenrahmen,
Locomotiven mit Aussenrahmen und
Locomotiven mit Doppelrahmen.

Bei der letzten Classe ist es natürlich ausreichend, in einer der beiden Rahmenwände an jeder Seite ein Lager für die Achsen herzustellen, wenn es auch mitunter in beiden geschieht.

Schlingern oder Schlängeln der Locomotive zu verhüten, welches in einer Hin- und Herdrehung der Maschine um eine verticale Schwerpunktsachse besteht und durch den Hin- und Hergang der Massen der Kolben, Kolbenstangen, Kreuzköpfe und Schubstangen hervorgerufen wird. Die Schubstangen zweier Cylinder von gleicher Grösse erfassten die an den Enden der Triebachse in gleicher Richtung aufgesteckten Kurbeln, während die Schubstange des dritten, in der Mitte zwischen den andern liegenden Cylinders vom doppelten Volumen eines kleinen auf eine, um 90° gegen die ersten Kurbeln verstellte Wellenkröpfung wirkte. Die viercylindrige Maschine von Haswell beseitigt ausser dem Schlingern auch das Rucken oder Zucken, d. i. das ruckweise Vorrücken oder Zurückbleiben des Schwerpunkts der Maschine gegen seine gleichförmige Bewegung, indem durch Ersetzung jedes der zwei Cylinder durch zwei übereinanderliegende von halbem Querschnitt mit entgegengesetzter Kolbenbewegung die störenden Einflüsse der Kolben-, Schubstangen- und Kurbel-Massen sich gegenseitig aufheben. Sowohl Stephenson als Haswell haben wenig oder gar keine Nachahmer gefunden, weil sich bei den zur Zeit üblichen Fahrgeschwindigkeiten jene störenden Bewegungen einfacher durch Gegengewichte an den Triebrädern in genügender Weise unschädlich machen lassen. Vier Cylinder sind ausserdem von Petiet, Fairlie, der Société Cockerill, Günther in Wien u. a. angewandt worden, um zahlreiche Achsen, die sie wegen der Bahncurven in zwei gegeneinander bewegliche Systeme abtheilten, ohne Hülfe von Kuppelstangen als Triebräder verwenden zu können, indem für jedes Achsensystem eine besondere Zwillingsmaschine dient.

Endlich entstehen durch die Achsen der Locomotive einige Unterschiede. In der Regel wird zwar von den Dampfkolben aus die Achse mit den Triebrädern direct bewegt, jedoch auch mitunter zunächst eine Achse ohne Räder, eine Blindachse, und diese treibt dann die Triebachse durch Kuppelstangen. Darnach hat man

Locomotiven mit direct bewegter Triebachse und
Locomotiven mit Blindachse.

Nach der Zahl der unter der Locomotive befindlichen Achsen oder üblicher nach der Zahl der auf ihnen befindlichen Räder macht man die Eintheilung in

vier-, sechs-, acht- u. s. w. rädrige Locomotiven.

Sodann wird berücksichtigt, ob und wie viele Achsen gekuppelt sind und darnach unterschieden

Locomotiven mit nicht gekuppelten Achsen und
Locomotiven mit zwei, drei u. s. w. gekuppelten Achsen.

Schliesslich richtet man das Augenmerk auf die Lagerung der Achsen in dem Rahmen der Maschine.

Für gerade oder auch mit Curven von grösseren Halbmessern versehene Bahnstrecken sind parallel und nach der Achsenrichtung unverschiebbar in dem Rahmen gelagerte Achsen am einfachsten und sichersten, folglich am besten. Um bei dieser Lagerung der Achsen für sechsrädrige Maschinen das Durchlaufen von Curven zu erleichtern, dreht man wohl die Spurkränze der Mittelräder schwächer als die der Endräder; ein gänzliches Wegdrehen der Spurkränze soll aber nach § 160 der »technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« nicht stattfinden. Enthält daher die Bahn, z. B. in Gebirgsgegenden, sehr kleine Krümmungshalbmesser, so muss man die Achsen gegen einander beweglich machen, damit sie sich nach der Bahnkrümmung einstellen können. Die Locomotiven zerfallen darnach in

Das zweite Verfahren, mehrere Achsen in einem besondern Radgestell zu einem im Ganzen beweglichen Systeme zu vereinigen, ging von Baldwin und Norris aus und hat besonders in Amerika Verbreitung gefunden. Es liegen gewöhnlich die beiden vorderen Laufachsen zusammen in dem Radgestell, welches sich um einen, in seinem Mittelpunkte befindlichen und unter der Rauchkammer befestigten Bolzen drehen kann. Dabei verhält sich das Gestell für das Durchlaufen der Curven etwa wie eine, in seiner Mittellinie unverschiebbar im Rahmen der Locomotive gelagerte Achse. Mehr Geschmeidigkeit für die Bewegung in den Curven erlangt man durch Einschlagen des von Engerth zuerst betretenen Weges, den Drehpunkt des Radgestelles für die beiden hintern Achsen ausserhalb desselben, weiter nach den festen Achsen hin, zu legen. Dabei gliederte er auch den Hauptrahmen der Locomotive, und konnte ihn deshalb selbst zur Lagerung der Achsen benutzen. Bissel änderte in ähnlicher Weise das bewegliche Vorderrädergestell von Norris ab, indem er die Mitte desselben nur zur Lastaufnahme einrichtete und die Drehung wie bei Engerth ausführte. Da beim Vorwärtsfahren der Drehpunkt hinter dem Radgestell liegt, so wird in dem letzteren die Herstellung eines Bestrebens zur Einstellung seines Mittelpunkts in die Maschinenachse erforderlich, welches durch die Gestaltung der Tragflächen als schiefe Ebenen oder auch durch elastische Buffer erreicht werden kann. Die richtige Lage des Drehpunktes bestimmt sich, wie oben bei der Bissel'schen Einzelachse angegeben war; es tritt hier die Mittellinie des Achssystems in die Stelle der Einzelachse. Um die wegen der Leitung beim Vorwärtsfahren missliche Lage des Drehpunkts hinter dem Vordergestelle zu vermeiden, hat Vaessen den Drehpunkt vor das Gestell gelegt, musste aber deshalb auf die schöne Eigenschaft der radialen Einstellung der Mittellinie des Achsengestells durch die Leitarme Verzicht leisten.

Sollen die Achsen eines beweglichen Gestelles mit als Triebräder dienen, so kann man entweder den oben erwähnten zweifelhaften Weg Engerth's oder Fink's einschlagen, oder besser die Räder in zwei Systeme eintheilen, die jedes Systems unter sich kuppeln und durch eine besondere an ihrem Radgestell angebrachte Zwillingsmaschine treiben. Derartige Maschinen sind von der Société Cockerill in Seraing, Günther in Wien, Fairlie u. s. w. ausgeführt worden. Der Kessel ruht dann entweder auf dem Hauptrahmen der Maschine, unter welchem sich die Radgestelle mit ihren Cylindern befinden, oder er wird, z. B. von Fairlie, ohne besonderen Rahmen auf die Triebradgestelle gelegt, wie bei dem amerikanischen Wagensysteme der Wagenkasten auf die Radgestelle. Den Dampf leitet man von dem Kessel durch die Drehachse der Radgestelle nach den Cylindern und durch die Achsen zurück nach dem Schornstein, ähnlich wie durch die Zapfen oscillirender Dampfcylinder. Bei den von Cockerill und Fairlie ausgeführten Locomotiven ist der Heizapparat in dem Kessel doppelt angelegt, von den beiden Feuerkisten in der Mitte führen die Siederöhren nach den an den beiden Enden befindlichen Rauchkammern mit den Schornsteinen.

Diese Systeme mit beweglichen Radgestellen bilden den Uebergang zu den vollständigen Doppelmaschinen, d. s. zwei selbstständige Tendermaschinen, welche mit ihren Feuerkistenenden zusammengekuppelt werden. Solche Maschinen hat man z. B. auf der schiefen Ebene der Genua-Turiner Eisenbahn auf den Vorschlag Stephenson's angewandt.

Der Vollständigkeit halber muss noch hingewiesen werden auf den mitunter angegebenen Unterschied der Locomotiven nach dem in ihnen zur Verwendung kommenden Brennmateriale: Coke, Steinkohlen, Braunkohlen, Holz, Torf u. s. w.

Man spricht dann von Locomotiven mit Cokeheizung, Kohlenheizung u. s. w. Die Verschiedenheit in der Construction beschränkt sich, wenn eine solche überhaupt hervortritt, im Wesentlichen auf die Grösse und Gestalt des Rostes, Anbringung einer Vorrichtung zum Rauchverbrennen und auf Herstellung einer Einrichtung im Schornstein, um das Funkenwerfen bei flüchtigem Brennmaterial zu verhüten.

Hiermit wäre eine Uebersicht über die verschiedenen Locomotivconstructionen gegeben; die eingehende Besprechung muss den betreffenden einzelnen Capiteln überlassen bleiben.

B. Die Erzeugung des Dampfes im Kessel.

§ 4. Aufgabe des Kessels. — Die Einrichtung eines Locomotivkessels ist aus § 2 dieses Capitels im Allgemeinen bekannt; wir wenden uns daher jetzt zu einer genauen Betrachtung der Vorgänge in dem Kessel.

Es handelt sich bei der Kesselanlage darum, die zum Betriebe der Maschine während einer gewissen Zeit erforderliche Dampfmenge in derselben Zeit zu bilden. Zu diesem Zwecke hält man den Kessel mit Wasser gefüllt, wegen der periodischen Speisung desselben in einer Höhe von mindestens 10 cm und höchstens 20 cm, also im Mittel 15 cm, über der Decke des Feuerkastens (damit einerseits bei den Schwankungen während der Fahrt die Feuerkastendecke nicht der Gefahr des Blossliegens ausgesetzt und anderseits der Dampfraum nicht zu sehr verkleinert wird), und leitet durch die Heizfläche des Kessels die zur Bildung jener Dampfmenge erforderliche Wärmemenge, welche nach § 12 des ersten Capitels zu bestimmen ist, in das Wasser ein. Die durch die Verbrennung auf dem Roste hervorgerufene Wärmemenge muss natürlich grösser als die in den Kessel eindringende sein, weil die aus dem Schornsteine entweichenden Gase noch beträchtliche Wärme mit sich führen, und ausserdem durch Abkühlung und Strahlung Wärme verloren geht, d. h. nicht zur Dampfbildung verwandt wird. Das Verhältniss der im Verlaufe einer bestimmten Zeit in den Kessel eingetretenen Wärmemenge zu der auf dem Roste zur Verfügung der Heizfläche während derselben Zeit hergestellten Wärmemenge heisst das Güteverhältniss der Heizfläche, weil die Güte des Kessels unter sonst gleichen Umständen mit diesem Verhältnisse wächst. Das auf dem Roste während jener Zeit verbrannte Brennmaterial würde bei vollkommener Verbrennung eine grössere Wärmemenge erzeugen, als es wirklich durch seine unvollkommene Verbrennung liefert, und von dieser letzteren geht noch ein Theil durch Strahlung und Abkühlung für die Heizfläche verloren. Das Verhältniss der, der Heizfläche zur Benutzung dargebotenen Wärmemenge zu der, einer vollkommenen Verbrennung des Brennmaterials entsprechenden Wärmemenge wird das Güteverhältniss der Feuerung genannt. Aus dem Producte der beiden genannten Güteverhältnisse bildet sich das Güteverhältniss der ganzen Kesselanlage; dasselbe giebt den Theil der durch eine vollkommene Verbrennung des Brennmaterials zu bildenden Wärmemenge an, welcher wirklich in den Kessel zur Temperaturerhöhung des Wassers (Dampfbildung) eindringt. Wir werden sehen, dass das Güteverhältniss eines Kessels durch Ausdehnung seiner Heizfläche sich vergrössern lässt; aber, da mit der Heizfläche die Anschaffungs- und Erhaltungskosten wachsen, wodurch der pecuniäre Nutzen der Heizflächenvergrösserung geschmälert, oft ganz aufgehoben wird, und da auch der zulässige Radstand, sowie das Gewicht der Locomotive, die Grösse des Kessels einschränkt, so begnügt man sich zweckmässigerweise mit einem gewissen Werthe des Güteverhältnisses. Wir stellen daher dem

Kessel die Aufgabe, eine gegebene Dampfmenge von einer bestimmten Spannung in einer gewissen Zeit und bei einem festgesetzten Güteverhältnisse zu liefern.

Zur Verbrennung der für diesen Zweck erforderlichen Brennstoffmenge muss eine derselben proportionale Luftmenge durch den Rost eintreten. Wir wollen zunächst die Erfüllung dieser Bedingung voraussetzen, uns mit dem Vorgange der Verbrennung auf dem Roste beschäftigen, sodann die Wärmeaufnahme des Kessels untersuchen und schliesslich die Herstellung des vorausgesetzten Zuges besprechen.

§ 5. Die Verbrennung auf dem Roste. Grösse der Rostfläche. — Die zur Verwendung kommenden Brennstoffe sind in der Regel Coke oder Steinkohlen, seltener Braunkohlen, Holzkohlen, Holz und Torf. Sie bestehen hauptsächlich aus Kohlenstoff, dann aus Wasserstoff, Sauerstoff, einer geringen Menge unverbrennlicher erdiger (Asche und Schlacken bildender) Theile, mitunter kommt etwas Schwefel u. s. w. vor. Bei der vollkommenen Verbrennung verbindet sich der Sauerstoff der hinzutretenden Luft mit dem Kohlenstoff zu Kohlensäure und mit dem freien (nicht im Wasser mit Sauerstoff gebundenen) Wasserstoff zu Wasser.

Es ist bestimmt worden, dass sich bei der Verbrennung eines Kilogrammes Kohlenstoff zu Kohlensäure 7500 Wärmeeinheiten und bei der eines Kilogrammes Wasserstoff zu Wasser 34500 Wärmeeinheiten entwickeln. Da der im Brennmateriale anwesende Sauerstoff mit dem achten Theile seines Gewichts Wasserstoff bereits chemisch verbunden als Wasser vorkommt, so bleibt zur Verbrennung nur der etwaige Rest Wasserstoff übrig. Sollte der Brennstoff hygroskopisch Wasser enthalten, so würde dasselbe während der Verbrennung verdampfen und dadurch für jedes Kilogramm Wasser ungefähr 640 Wärmeeinheiten beanspruchen. Bezeichnet bei einem Brennmaterial

C den Kohlenstoff-
H den Wasserstoff-
O den Sauerstoff-
und W den Wasser-
} Gehalt in Kilogrammen,

so entstehen durch vollständige Verbrennung desselben an Wärmeeinheiten

$$7500\ C + 34500\left(H - \frac{O}{8}\right) - 640\ W,$$

wenn man die geringfügigen Einflüsse des Gehaltes an Schwefel u. s. w. vernachlässigt.

Kennt man die chemische Zusammensetzung eines Brennstoffs, so kann nach der angegebenen Formel die Heizkraft $\mathfrak{H}$ desselben berechnet werden, d. h. die Anzahl Wärmeeinheiten, welche durch das vollkommene Verbrennen eines Kilogrammes dieses Stoffes entstehen. Gute Steinkohlen bestehen z. B. im Mittel dem Gewichte nach aus:

0,80 Kohlenstoff,
0,054 Wasserstoff,
0,071 Sauerstoff,
0,03 Wasser,
0,045 Asche.

Setzt man diese Werthe in obigen Ausdruck ein, so findet sich:

$$\mathfrak{H} = 7500 \cdot 0,8 + 34500\,(0,054 - 0,009) - 640 \cdot 0,03 = 7533.$$

Weil nicht jedes Sauerstofftheilchen zu einem Kohlenstofftheilchen hin geführt wird, mit dem es sich verbinden müsste, sondern ein grosser Theil Sauerstoff unbenutzt mit den Heizgasen entweicht, so muss für diesen Theil Ersatz geschafft, also mehr Luft zugeführt werden, als eben berechnet wurde. Bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen nimmt man beinahe das Doppelte des berechneten Werthes, während man bei den Locomotivkesseln mit verhältnissmässig kleiner Heizfläche und starker Dampfspannung auf höhere Temperatur der Heizgase zum Nachtheile der Haltbarkeit der Roststäbe u. s. w. sehen und sich deshalb mit dem kaum anderthalbfachen des obigen Werthes begnügen muss. Wir rechnen ein und drei Achtel mal so viel Luft als theoretisch erforderlich ist und erhalten das zu der Verbrennung von 1 Kilogramm nöthige Luftgewicht L für

Steinkohlen 15 kg,
Coke . . . 13,5 kg.

Mit Hülfe dieser Zahlen lässt sich die während der Verbrennung über dem Roste herrschende Temperatur berechnen. Die durch die Verbrennung entwickelte Wärmemenge geht zum Theil durch Strahlung an andere Körper (die directe Heizfläche und den Aschenkasten) über und der übrige Theil wird zur Temperaturerhöhung der Heizproducte verwendet. Die Angaben über die Grösse der ausgestrahlten Wärmemenge sind schwankend; wir wollen den Quotienten

$$\frac{\text{ausgestrahlte Wärmemenge}}{\text{ganze auf dem Roste nutzbar gemachte Wärmemenge}} = \sigma$$

setzen und für die Locomotivfeuerungen mit Coke und Steinkohlen $\sigma = \frac{1}{5}$ nach Grashof annehmen. Zur Erhöhung der Temperatur der Heizgase dienen daher pro 1 kg Brennmaterial, welches $\eta_f \cdot \mathfrak{H}$ benutzbare Wärmeeinheiten durch seine Verbrennung entstehen lässt, $(1-\sigma)\,\eta_f \cdot \mathfrak{H}$ Wärmeeinheiten; diese treten in die gasförmige Verbindung von 1 kg Brennmaterial und L kg Luft, deren Temperatur dadurch von

T_0 der ursprünglichen mittleren Temperatur des Brennmaterials und der Luft

auf

T_1 die Temperatur in den Heizgasen über dem Roste

steigt.

Bezeichnet s die specifische Wärme der Heizgase (d. i. die Anzahl Wärmeeinheiten, welche für 1 kg der Gase zur Temperaturerhöhung um 1° erforderlich sind), so erhalten wir die Gleichung

$$(1+L)\,s\,(T_1 - T_0) = (1-\sigma)\,\eta_f \cdot \mathfrak{H},$$

woraus sich ergiebt

$$T_1 = T_0 + \frac{(1-\sigma)\,\eta_f \cdot \mathfrak{H}}{(1+L)\,s} \quad \ldots . \; 1)$$

Zur numerischen Berechnung dieses Werthes darf man für s den Werth 0,24 der specifischen Wärme der atmosphärischen Luft anwenden, weil die Heizgase hauptsächlich aus derselben bestehen. Setzen wir für $\eta_f \cdot \mathfrak{H}$, L und σ die früher angegebenen Werthe und $T_0 = 0$, so folgt nach kleiner Abrundung

$$\left.\begin{array}{ll} \text{für Steinkohlen} & T_1 = 1150^\circ \\ \text{für Coke} \;\ldots & T_1 = 1300^\circ \end{array}\right\} \ldots . \; 1^a)$$

Aus 1) ersieht man, wie die Temperatur T_1 abnimmt mit steigender Luftzuführung. Weshalb bei den Locomotivkesseln eine geringere Luftzuführung und folglich eine, für die Dauer der Kesselanlage schädliche höhere Temperatur, als bei den gewöhnlichen Kesseln angenommen werden muss, ist bereits erwähnt worden.

niss der Schichtenhöhe wachsen. Die Durchgangsöffnung mR bleibt aber constant, und die Luftmenge lässt sich in jener Weise nur durch die Geschwindigkeit v vermehren. Wir können daher setzen

$$v = a \cdot \Delta \;\ldots\; 3)$$

wenn a einen constanten Werth ausdrückt. Führen wir 3) in 2) ein, so erhalten wir

$$\frac{B}{R} = \frac{1,3 \cdot 3600 \cdot a}{L} \cdot m \cdot \Delta \;\ldots\; 4)$$

und das auf dem Roste befindliche Volumen $\mathfrak{V}$ des Brennmateriales

$$\mathfrak{V} = R \cdot \Delta = \frac{L}{1,3 \cdot 3600 \cdot a} \cdot \frac{B}{m} \;\ldots\; 5)$$

Der Werth a bestimmt sich nach bewährten Feuerungen. Bei dem Cokefeuer der Locomotiven lassen sich erfahrungsmässig auf 1 qm Rostfläche bei 0,5 m hoher Schicht auf dem Rost ungefähr 500 kg Brennstoff in der Secunde günstig verbrennen. Setzen wir in 4)

$$\frac{B}{R} = 500, \quad L = 13,5, \quad m = 0,45, \quad \Delta = 0,5,$$

so ergiebt sich für Cokefeuer $a = 6,5$ und die Gleichungen 3) bis 5) gehen über in

$$v = 6,5\,\Delta \;\ldots\; 3^a)$$

$$\frac{B}{R} = 2250 \cdot m \cdot \Delta \;\ldots\; 4^a)$$

$$\mathfrak{V} = R \cdot \Delta = \frac{1}{2250} \cdot \frac{B}{m} \;\ldots\; 5^a)$$

Steinkohlenfeuerung ist erst in neuerer Zeit bei den Locomotiven eingeführt worden; die Angaben darüber sind noch mangelhaft. Wir benutzen daher die Ergebnisse der gewöhnlichen Kesselfeuerungen; hier verbrennt man stündlich etwa 60 kg nicht zu feine Kohle auf 1 qm Rostfläche mit $m = 0,25$ bei 0,08 m Schichtenhöhe und reichlicher Luftzuführung von $L = 20$. Aus diesen Angaben folgt $a = 13$ oder doppelt so gross als bei Coke, und dies ist auch angemessen, weil, gleiches Gewicht Brennstoffe auf derselben Rostfläche vorausgesetzt, bei Steinkohlen die Schichten wegen des etwa doppelt so grossen Gewichtes per 1 cbm nur ungefähr halb so hoch wie bei Coke und daher nach 3) die Luftgeschwindigkeiten nahe gleich ausfallen. Bei den Locomotiven ist der geringeren Luftzuführung wegen $L = 15$ und daher

$$v = 13 \cdot \Delta \;\ldots\; 3^b)$$

$$\frac{B}{R} = 4050 \cdot m \cdot \Delta \;\ldots\; 4^b)$$

$$\mathfrak{V} = R \cdot \Delta = \frac{1}{4050} \cdot \frac{B}{m} \;\ldots\; 5^b) .$$

Das Volumen $\mathfrak{V}$ muss also der stündlich zu verbrennenden Brennstoffmenge proportional gehalten werden. Die periodische Beschickung des Rostes erlaubt natürlich nur eine annäherungsweise Ausführung dieses Satzes. Jedenfalls ist aber der Feuerraum so geräumig zu machen, dass er ein, der grössten geforderten Wärmeentwickelung entsprechendes Volumen aufzunehmen vermag. Die Grösse der Rostfläche selbst kann dabei verschieden ausgeführt werden, weil sich nach 4) auf einem kleinen Roste mit hoher Schicht eine ebenso grosse Brennstoffmenge stündlich verbrennen lässt, wie auf einem grossen Rost mit niedriger Schicht; vorausgesetzt, dass man die Luftgeschwindigkeit 3) entsprechend im ersten Falle grösser als im zweiten herstellt, oder

so ist $s \cdot Q \cdot T_1$ die Wärmemenge, welche nicht durch Strahlung an die Heizfläche übertragen wird, also

$$s \cdot Q \cdot T_1 = (1 - \sigma)\, \eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B \; \ldots \; 1)$$

Weil die Heizgase mit der Wärme

$$s \cdot Q \cdot T_2$$

die Heizfläche verlassen, so wird von letzterer durch Leitung an Wärme aufgenommen

$$s \cdot Q\,(T_1 - T_2)$$

und mit der durch Strahlung empfangenen zusammen

$$\sigma \cdot \eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B + s\,Q\,(T_1 - T_2).$$

Die Division dieses Werthes durch die auf dem Roste entwickelte Wärmemenge bestimmt

$$\eta_H = \frac{\sigma\,\eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B + s\,Q\,(T_1 - T_2)}{\eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B}$$

oder, weil nach 1)

$$\eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B = \frac{s \cdot Q \cdot T_1}{1 - \sigma}$$

$$\eta_H = \sigma + (1 - \sigma)\,\frac{T_1 - T_2}{T_1} \; \ldots \; 2)$$

Das Güteverhältniss wird um so schlechter, je grösser T_2 bleibt. Verlangt man von dem Kessel einen gewissen Werth von η_H, so muss ein bestimmtes Temperaturverhältniss $\frac{T_2}{T_1}$ hergestellt werden, und dieses beträgt

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \eta_H}{1 - \sigma} \; \ldots \; 3)$$

Zur Feststellung von T_2 nehmen wir eine Untersuchung über die Abgabe der Wärme von den Heizgasen an die Heizfläche durch Leitung vor.

Wir machen hierbei die Annahme einer gleichen Temperatur der Gastheile in einem Querschnitte normal zur Siederöhrenachse. In Wirklichkeit ist dies nicht genau der Fall, weil ein Gastheilchen die an einer Stelle an die Feuerfläche abgegebene Wärme erst etwas später von seinen näher dem Mittelpunkte des Rohres liegenden Nachbartheilchen wieder empfangen kann. Es nimmt die Temperatur zu von dem Rohrumfange nach der Mitte hin; der Unterschied ist aber in den Siederöhren sehr gering. Verwickelter ist die Sache in der Feuerbüchse. Die Gastheile, welche am entferntesten von den Siederöhren auf dem Roste gebildet sind, haben den weitesten Weg $A - B$ (Fig. 3) an der Heizfläche entlang zu machen und also mehr Gelegenheit zur Abgabe von Wärme, als die näher bei den Röhren gebildeten, welche auf dem Wege $C - D$ leicht in dieselben gelangen. Wiederum sind in einem Querschnitt normal zur Kesselachse Theile, welche weiter von den Seitenwänden der Feuerkiste abliegen, wärmer als die näherliegenden. Da aber die Theile

Fig. 3.

und durch Integration innerhalb der Grenzen $y = T_1$ bis $y = T_2$ und $x = 0$ bis $x = l$, wenn man $\mathfrak{h} \cdot l$ durch H ersetzt,

$$\text{log. nat.} \frac{T_2 - t}{T_1 - t} = - \frac{k \cdot H}{s \cdot Q} \quad \ldots . \; 4)$$

oder

$$\frac{k \cdot H}{s \cdot Q} = \text{log nat.} \frac{T_1 - t}{T_2 - t} \quad \ldots . \; 4^a)$$

Um die Temperatur T_2 zu finden, mit welcher die Heizgase entweichen, stellen wir statt der logarithmischen Form von 4) die exponentiale her und erhalten

$$T_2 = t + (T_1 - t) e^{-\frac{k H}{s Q}} \quad \ldots . \; 5)$$

Die Subtraction dieses Werthes von T_1 ergiebt die durch die Heizfläche bewirkte Temperaturabnahme der Heizgase zu

$$T_1 - T_2 = (T_1 - t) \left(1 - e^{-\frac{k H}{s Q}}\right),$$

deren Einführung in Gleichung 2) dieses § das Güteverhältniss η_H der Heizfläche

$$\eta_H = \sigma + (1 - \sigma) \left(1 - \frac{t}{T_1}\right) \left(1 - e^{-\frac{k H}{s Q}}\right) \quad \ldots . \; 6)$$

bestimmt.

Nach der Ermittelung von η_H kann auch das totale Güteverhältniss η der Kesselanlage durch

$$\eta = \eta_f \cdot \eta_H$$

berechnet werden, wie im § 4 bestimmt wurde.

Um das Güteverhältniss gross zu erhalten, oder die auf dem Roste erzeugte Wärme gut zu benutzen, muss man nach Gleichung 6) folgende Punkte beachten.

1) Brennmaterial mit grosser strahlender Wärme ist vortheilhaft, weil σ ganz in Anrechnung kommt.

2) Die Temperatur t des Kesselwassers oder des erzeugten Dampfes sollte niedrig sein. Sie muss aber bei Locomotiven aus anderen Gründen hoch gehalten werden, was für die Dampfbildung nachtheilig ist.

3) Eine hohe Temperatur T_1 auf dem Roste wirkt günstig; um sie zu erhalten, muss möglichst wenig Luft für die Verbrennung zugeführt werden. Die Dauer der Roststäbe und der directen Heizfläche leidet dagegen unter der hohen Temperatur T_1, weshalb man bei stationären Kesseln, welche mit grossen Heizflächen ausgerüstet werden können, T_1 niedriger als bei Locomotiven mit beschränkten Heizflächen hält.

4) Ein gutes Leitungsvermögen der Heizfläche erhöht k und damit das Güteverhältniss. In dieser Hinsicht stehen die Locomotivkessel wegen der geringen Wandstärke der Sicderöhren und der sorgfältigen Reinigung der Heizfläche von Kesselstein u. s. w. günstig da.

5) Das Güteverhältniss wächst mit dem Verhältniss der Heizfläche zu der auf dem Roste stündlich erzeugten Gasmenge. Grosse Heizflächen sind also vortheilhaft, ihre Ausdehnung wird indessen durch den zulässigen Radstand und die Spurweite beschränkt. Man muss sich bei Locomotiven mit verhältnissmässig kleinen Heizflächen begnügen und deshalb den vorhergehenden Umständen um so grössere Beachtung schenken.

6) Da die Rostfläche in 6) nicht vorkommt, so ist es für die **Wärmeaufnahme** des Kessels direct allerdings gleichgültig, ob man das Brennmaterial auf einer kleinen Rostfläche in dicker Schicht oder auf einer grossen Rostfläche in dünner Schicht verbrennt. sobald die Verbrennung gut vor sich geht, was aber nach § 5 eine gewisse Grösse der Rostfläche bedingt Indirect hat die Grösse der Rostfläche indessen Einfluss, indem eine Ausdehnung der Rostfläche wegen der beschränkten totalen Kessellänge in der Regel nur auf Kosten der Heizfläche geschehen kann, und dann liefern grosse Rostflächen, wie sie z. B. die Steinkohlenfeuerung bedingt, schlechtere Resultate für η_H als kleine.

Für die praktische Berechnung der Locomotiven ist es zweckmässig, das Verhältniss der Heizfläche zur Rostfläche in der Gleichung 6) einzuführen; sie lässt sich in folgender Gestalt schreiben:

$$\eta_H = \sigma + (1-\sigma)\left(1 - \frac{t}{T_1}\right)\left(1 - \frac{1}{\frac{k \frac{H}{R}}{e^{s \frac{Q}{B} \frac{B}{R}}}}\right) \quad \ldots \; 6^a)$$

Hiernach sind die folgenden beiden Tabellen berechnet. Dabei wurde für die Temperatur t der Mittelwerth 180° gesetzt, von welchem die, den jetzt üblichen Dampfspannungen von 8 bis 12 Atmosphären entsprechenden Temperaturen (s. Tabelle auf p. 38 und folg. dieses Bandes) nur wenig abweichen; ferner hat man zu nehmen

für Coke $\sigma = 0{,}2$; $T_1 = 1300$; $k = 30$; $s = 0{,}24$; $\frac{Q}{B} = 14{,}5$

und

für Steinkohlen $\sigma = 0{,}2$; $T_1 = 1150$; $k = 30$; $s = 0{,}24$; $\frac{Q}{B} = 16$.

Tabelle der Werthe η_H bei Cokeheizung.

$\frac{B}{R} =$	$\frac{H}{R} =$ 50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	∞
100	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
200	0,81	0,84	0,86	0,87	0,88	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
300	0,73	0,77	0,80	0,82	0,84	0,85	0,86	0,87	0,87	0,88	0,88	0,89
400	0,65	0,70	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,89
500	0,60	0,64	0,68	0,72	0,74	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,84	0,89
600	0,55	0,60	0,64	0,67	0,70	0,73	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,89
700	0,52	0,56	0,60	0,63	0,66	0,69	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78	0,89

Tabelle der Werthe η_H bei Steinkohlenheizung.

$\frac{B}{R} =$	$\frac{H}{R} =$ 40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	∞
100	0,84	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
200	0,73	0,78	0,81	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
300	0,64	0,69	0,73	0,77	0,79	0,81	0,83	0,84	0,84	0,85	0,86	0,87
400	0,56	0,62	0,67	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	0,81	0,82	0,83	0,87
500	0,51	0,56	0,61	0,65	0,68	0,71	0,73	0,75	0,77	0,79	0,80	0,87
600	0,47	0,52	0,56	0,60	0,64	0,67	0,69	0,71	0,73	0,75	0,77	0,87
700	0,44	0,49	0,53	0,56	0,60	0,63	0,65	0,68	0,70	0,72	0,73	0,87

In den horizontalen Reihen finden sich die Güteverhältnisse η_H zusammengestellt für die vorn in der Reihe stehenden Werthe der Verhältnisse $\frac{B}{R}$ der stündlichen Brennstoffmenge zur Rostfläche und in den verticalen Reihen die Werthe η_H, welche den am Kopfe angegebenen Verhältnissen $\frac{H}{R}$ der Heizfläche zur Rostfläche entsprechen. Für die zusammen vorkommenden Werthe von $\frac{B}{R}$ und $\frac{H}{R}$ liefert die im Durchschnitt der betreffenden horizontalen und verticalen Reihe stehende Zahl den zugehörigen Werth von η_H; z. B. findet sich für $\frac{B}{R} = 600$ und $\frac{H}{R} = 120$ der schweren Gebirgsmaschinen $\eta_H = 0{,}77$ bei Cokefeuer. Die Tabellen zeigen, wie mit der Grösse der Heizfläche bei gleicher Feuerung oder gleichem $\frac{B}{R}$ das Güteverhältniss des Kessels steigt; es wird aber die Verbesserung für gleiche Zunahme der Heizfläche um so unerheblicher, je grösser die Heizfläche bereits ist und nimmt bei einem gewissen Verhältniss $\frac{H}{R}$ gar nicht mehr zu, weil ein Eindringen der Wärme in den Kessel nur so lange erfolgen kann, wie die Temperatur der Gase grösser als die Temperatur des Kesselwassers ist. Für schwache Feuerung mit $\frac{B}{R} = 100$ wird dieses grösste Güteverhältniss schon bei $\frac{H}{R} = 60$ erreicht, während dasselbe um so mehr zurückgeht, je stärker die Feuerung gehalten werden muss. Bei normaler Leistung der Locomotiven die Heizfläche für das Maximum des Güteverhältnisses einzurichten ist nicht zweckmässig, weil die Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche bei geringer Temperaturdifferenz zwischen Heizgasen und Kesselwasser äusserst schwach und das Kesselgewicht sehr gross ausfällt. Man begnügt sich in der Praxis mit einem um so kleineren Güteverhältnisse, je weniger man ein grosses Kesselgewicht für die Adhäsion der Triebräder nutzbar machen kann; bei Güterzugmaschinen mit sämmtlich gekuppelten Rädern nimmt man zweckmässig die Heizfläche verhältnissmässig grösser, als bei Personenzugmaschinen. Ueblich sind die folgenden Verhältnisse:

		$\frac{H}{R}$	$\frac{B}{R}$	η_H	η_l
Cokefeuerung.	Personenzug-maschinen	=70—90;	=500—550;	=0,67—0,74;	=0,60—0,67;
	Güterzug-maschinen	=80—100;	=500;	=0,72—0,77;	=0,65—0,69;
	Gebirgs-maschinen	=120;	=600;	=0,77;	=0,69.
Steinkohlen-feuerung.	Personenzug-maschinen	=45—70;	=400—450;	=0,60—0,70;	=0,45—0,52;
	Güterzug-maschinen	=60—90;	=400;	=0,67—0,76;	=0,5 —0,57;
	Gebirgs-maschinen	=90—120;	=450—500;	=0,73—0,77;	=0,55—0,58.

Die Kenntniss des Werthes η_H ermöglicht die *Berechnung der stündlich in den Kessel eindringenden Wärmemenge* W *und daraus die der stattfindenden Verdampfung des Wassers*. Von den durch stündliche Verbrennung

von B Kilogramm Brennmaterial auf dem Roste erzeugten Wärmeeinheiten $\eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B$ gehen durch die gesammte Heizfläche in den Kessel

$$W = \eta_H \cdot \eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B \quad \ldots . \; 7)$$

und folglich durch die Flächeneinheit (ein Quadratmeter) der Heizfläche

$$\frac{W}{H} = \eta_H \cdot \eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot \frac{B}{H} = \eta_H \cdot \eta_f \cdot \mathfrak{H} \, \frac{\frac{B}{R}}{\frac{H}{R}} \quad \ldots . \; 7^a)$$

Da $\frac{B}{R}$ und $\frac{H}{R}$ nach 6^a) oder den berechneten Tabellen η_H bestimmen, so kann $\frac{W}{H}$ nach 7^a) ermittelt werden. Unabhängig von 6^a) ergiebt sich $\frac{W}{H}$ folgendermaassen.

Nach 1) ist

$$\eta_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B = \frac{s \cdot Q}{1 - \sigma} \cdot T_1$$

und daraus folgt, wenn man $s \cdot Q$ aus 4^a) einführt, für 7^a):

$$\frac{W}{H} = \frac{\eta_H \cdot k}{1 - \sigma} \cdot \frac{T_1}{\log \text{nat.} \frac{T_1 - t}{T_2 - t}} \quad \ldots . \; 8)$$

Die zur numerischen Berechnung dieses Ausdruckes erforderliche Temperatur T_2 braucht man nicht nach der weitläufigen Gleichung 5) zu ermitteln, sie ergiebt sich bei Kenntniss von η_H einfacher nach 3) zu

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \eta_H}{1 - \sigma} \quad \ldots . \; 3)$$

Zur Bildung eines Kilogrammes Dampf gehören nach p. 14 genau 606,5 + 0,305 t Wärmeeinheiten; für die bei Locomotiven üblichen Dampfspannungen von 8—12 Atmosphären weichen die darnach berechneten und in der Tabelle auf p. 38 enthaltenen Werthe nur ganz unbedeutend von 660 ab, so dass wir für unsere Rechnung 660 Wärmeeinheiten zur Bildung eines Kilogrammes Dampf annehmen dürfen.

Wegen des beschränkten Dampfraumes der Locomotiven wird bei der lebhaften Dampfbildung Wasser, mechanisch dem Dampfe beigemengt, mit fortgerissen; auch condensirt sich ein Theil des Dampfes auf dem Wege nach dem Cylinder und in demselben während der Einströmung in Folge der geringeren Temperatur der Wände als die des Dampfes. Da dieses dem Dampfe beigemengte Wasser auf die Temperatur t von ungefähr 180° gebracht werden musste, so geht die dazu aufgewendete Wärmemenge für die Dampfbildung verloren. Bezeichnet $\mathfrak{f}$ das Gewicht des Wassers, welches sich neben jedem Kilogramm Dampf aus dem Kessel entfernt und t_0 die Temperatur des zum Speisen des Kessels verwandten Wassers, so beträgt die zur Bildung eines Kilogrammes Dampf und Erwärmung des mitgerissenen Wassers erforderliche Wärmemenge

$$660 - t_0 + (180 - t_0)\, \mathfrak{f}.$$

Der Werth von $\mathfrak{f}$ ist sehr verschieden nach der Construction des Kessels, der Lebhaftigkeit der Verdampfung und der Beschaffenheit des Wassers zur Speisung des Kessels; für mittlere Verhältnisse darf man $\mathfrak{f} = 0{,}2$ in Rechnung bringen. Setzen wir in dem gewöhnlichen Falle der Nichtvorwärmung des Speisewassers die Temperatur $t_0 = 20°$ als Mittelwerth, so liefert der vorstehende Ausdruck den Bedarf an Wärmeeinheiten für jedes Kilogramm Dampf zu 672. Bei einem stündlichen Dampfverbrauche

von D kg müssen wir also in einer Stunde durch die Heizfläche $672 \cdot D$ Wärmeeinheiten treten lassen; vorhin war diese Wärmemenge zu W berechnet. Wir haben also

$$W = 672\,D \text{ oder } D = \frac{W}{672} \quad \ldots\ldots 9),$$

und die im Durchschnitt auf 1 qm Heizfläche kommende stündliche Dampfproduction $\frac{D}{H}$ ergiebt sich zu $\frac{D}{H} = \frac{1}{672} \cdot \frac{W}{H}$ oder mit Rücksicht auf 8) zu

$$\frac{D}{H} = \frac{1}{672} \cdot \frac{\eta_H \cdot k}{1 - \sigma} \cdot \frac{T_1}{\log \text{nat.} \frac{T_1 - t}{T_2 - t}} \quad \ldots\ldots 10)$$

Da stündlich auf dem Roste B Kilogramm Brennmaterial verbrannt wurden, um die zu dieser Dampfbildung erforderliche Wärmemenge zu erzeugen, so kommt auf 1 Kilogramm Brennmaterial $\frac{D}{B}$ Kilogramm Dampf, mithin wegen 9)

$$\frac{D}{B} = \frac{1}{672} \cdot \frac{W}{B}$$

oder nach 7)

$$\frac{D}{B} = \frac{1}{672} \cdot \eta_H \cdot \eta_f \cdot \mathfrak{H} \quad \ldots\ldots 11)$$

Mit Hülfe der Formeln 3), 10) und 11) ist die folgende Tabelle berechnet worden, deren Einrichtung keiner Erläuterung bedarf.

Tabelle über das stündliche Dampfgewicht für ein Quadratmeter Heizfläche und für ein in derselben Zeit verbranntes Kilogramm Brennmaterial.

	Für $\eta_H =$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
	ist $\frac{T_2}{T_1} =$	$\frac{5}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$
Cokefeuer $T_1 = 1300°$	$T_2 =$	812°	731°	650°	569°	487°	406°	325°	244°
	$\frac{D}{H}$ in kg $=$	63,6	56,4	50,0	45,0	39,4	34,0	28,4	21,6
	$\frac{D}{B}$ in kg $=$	4,2	4,7	5,1	5,5	5,9	6,4	6,8	7,2
und bei Steinkohlenfeuer $T_1 = 1150°$	$T_2 =$	719°	649°	575°	503°	431°	359°	287°	216°
	$\frac{D}{H}$ in kg $=$	54,5	48,5	42,8	38,0	33,3	28,5	23,3	16,6
	$\frac{D}{B}$ in kg $=$	4,2	4,6	5,0	5,4	5,8	6,2	6,6	7,1

Für die oben ermittelten Werthe η_H bei normaler Leistung der ausgeführten Locomotiven finden wir eine Verdampfungsfähigkeit pro Quadratmeter Heizfläche von 32 bis 43 Kilogramme durch einen entsprechenden Aufwand von 1 Kilogramm Coke für 6,6 bis 5,7 Kilogramme Dampf und 26 bis 43 Kilogramme durch einen entsprechenden Aufwand von 1 Kilogramm Steinkohle für 6,1 bis 5 Kilogramme Dampf.

Für geringere Dampfproductionen pro Quadratmeter Heizfläche steigt das mit 1 Kilogramm Brennmaterial erzeugte Dampfgewicht, vermindert sich also der Brenn-

Coke. In Wirklichkeit wird das Verhältniss etwas ungünstiger für Kohlen sein, weil auf dem kleinen Cokeroste die Kohlen unvollkommen verbrennen, sie bedürfen zu ihrer guten Verbrennung eines grösseren Rostes als Coke: der grössere Rost bedingt aber wegen der beschränkten Kessellänge eine kleinere Heizfläche und somit wieder schlechtere Ausnutzung der durch gute Verbrennung erzielten Wärme. Die mitunter ausgeführte bedeutende Ausdehnung der Kohlenroste ist daher nachtheilig. Bei der hannoverschen Staatsbahn rechnet man 5 Kilogramm Kohlen gleich 4 Kilogramm Coke. Dies Verhältniss wird natürlich durch die Güte der in Vergleichung kommenden Materialien bedingt. Wegen des bedeutend geringeren Preises der Steinkohlen gegen Coke pro Gewichtseinheit gewährt die Anwendung von Steinkohlen eine erhebliche Kostenersparniss.

Mit Hülfe der gefundenen Zahlen über die Verdampfung und den Brennmaterialverbrauch lässt sich die für einen Locomotivkessel erforderliche Heizfläche und Rostfläche aus dem Dampfverbrauche in den Cylindern berechnen. Die Division des stündlich zu erzeugenden Dampfgewichts D durch die Verdampfung $\frac{D}{H}$ eines qm Heizfläche liefert die Heizfläche H oder

$$H = \frac{D}{\frac{D}{H}} \quad \ldots . \quad 12)$$

Da hierbei ein Kilogramm Brennmaterial $\frac{D}{B}$ Kilogramm Dampf liefert, so gebraucht man zur Production von D Kilogramm Dampf stündlich an Brennmaterial B

$$B = \frac{D}{\frac{D}{B}} \quad \ldots . \quad 13),$$

woraus dann nach § 5, 6^a) oder 6^b) die Rostfläche folgt. Oder man ermittelt aus den Tabellen das der Verdampfungsstärke entsprechende Verhältniss $\frac{H}{R}$ und findet

$$R = \frac{H}{\frac{H}{R}} \quad \ldots . \quad 14)$$

Die Herstellung der berechneten Heizfläche kann in der Weise erfolgen, dass man zunächst über dem Roste die Feuerkiste mit Rücksicht auf die Räder und die Höhenlage des Kessels über den Achsen construirt und dadurch die directe Heizfläche bestimmt. Hierbei werden die Wände der innern Feuerkiste zweckmässig etwas gegen die Verticale geneigt, so dass der die Feuerkiste umgebende Wasserkörper eine Breite unten von 6 cm und oben von 8 bis 10 cm erhält, um das Aufsteigen der an den Wänden gebildeten Dampfbläschen zu erleichtern. Die Grösse der directen Heizfläche H_d fällt zwischen 4 R und 6,5 R; sie nähert sich dem ersteren Werthe bei grossen Kohlenrosten und dem letzteren bei Cokefeuerung. Der nach Subtraction des Werthes H_d von der gesammten Heizfläche H bleibende Betrag muss durch die indirecte oder Siederöhren-Heizfläche H_i gebildet werden.

Setzt man wieder δ den innern Durchmesser und i die Anzahl der Siederöhren, so ist, wenn λ die Länge derselben zwischen den Rohrwänden bezeichnet,

$$H_i = i \cdot \delta\pi \cdot \lambda \quad \ldots . \quad 15)$$

Da die Heizgase durch die Röhren ziehen müssen, so hat man den Querschnitt

$i \frac{\delta^2 \pi}{4}$ angemessen weit zu machen, um eine zu grosse Durchgangsgeschwindigkeit der Gase zu vermeiden, welche denselben nicht die erforderliche Zeit zur Wärmeabgabe an die Heizfläche gewähren und auch den Zugwiderstand beträchtlich erhöhen würde. Bei Festhaltung einer passenden Geschwindigkeit muss der Röhrenquerschnitt proportional der stündlich erzeugten Gasmenge oder der in derselben Zeit verbrannten Brennmaterialmenge oder endlich der Grösse der Rostfläche für dasselbe Brennmaterial ausgeführt werden. Wir dürfen daher setzen

$$i \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4} = \mathfrak{m} \cdot R \quad \ldots . \; 16),$$

wenn $\mathfrak{m}$ eine durch die Erfahrung zu ermittelnde Constante für ein bestimmtes Brennmaterial und gegebene Beschickung des Rostes darstellt.

Der Werth $\mathfrak{m}$ schwankt in der Praxis für Cokeroste zwischen 0,2 und 0,25, fällt auch wohl unzweckmässig wegen Erschwerung des Zuges auf 0,17; für Steinkohlenroste sind 0,15 bis 0,20, resp. 0,13 die entsprechenden Werthe.

Um die Gleichungen 15) und 16) zu erfüllen, führen wir aus 15) den Werth

$$i \delta \pi = \frac{H_i}{\lambda}$$

in 16) ein und erhalten die Bedingung

$$\frac{\lambda}{\delta} = \frac{1}{4\,\mathfrak{m}} \cdot \frac{H_i}{R} \quad \ldots . \; 17)$$

Meistens ist λ durch die gewählte Achsenstellung zum Feuerkasten und den für die Bahn zulässigen Radstand ungefähr bestimmt. Es liegt λ bei den ausgeführten Locomotiven gewöhnlicher Construction zwischen 3 m und 4,5 m, verringert sich bei Rangirmaschinen bis auf 2,5 m und steigt bei schweren Gebirgsmaschinen auf 5 m. Nach der Annahme von λ folgt aus 17)

$$\delta = \frac{\lambda}{\frac{\lambda}{\delta}} \quad \ldots . \; 18)$$

und aus 15)

$$i = \frac{H_i}{\delta \cdot \pi \cdot \lambda} \quad \ldots . \; 19)$$

Es sei z. B. ein Locomotivkessel zu berechnen, welcher stündlich 3000 Kilogramm Dampf durch entsprechendes Cokefeuer zu liefern vermag unter den Verhältnissen $\frac{H}{R} = 85$; $\frac{B}{R} = 500$ und daher nach den obigen Tabellen $\eta_H = 0,73$; $\frac{B}{D} = 6,2$ und $\frac{D}{H} = 36$.

Wir müssen demselben nach 12) eine Heizfläche

$$H = \frac{3000}{36} = 84 \text{ qm}$$

und nach 14) eine Rostfläche

$$R = \frac{84}{85} \text{ oder nahe } 1 \text{ qm}$$

geben. Nach Abzug der directen Heizfläche, welche 5,5 qm betrage, von H bleibt für die indirecte Heizfläche

$$H_i = 78,5 \text{ qm}.$$

Setzen wir m = 0,23, so folgt aus 17)

$$\frac{\lambda}{\delta} = \frac{1}{4 \cdot 0,23} \cdot \frac{78,5}{1} = 85,3$$

und aus 18) und 19), wenn λ 3,7 m betragen soll.

$$\delta = \frac{3,7}{85,3} = 0,043 \text{ m},$$

$$i = \frac{78,5}{0,043 \cdot \pi \cdot 3,7} = 159.$$

Sollte diese Zahl bei Aufzeichnung des Röhrenquerschnitts nicht passen, so kann man nach festgestelltem Querschnitte die demselben entsprechende Rohrlänge durch den Quotienten aus der geforderten indirecten Heizfläche H_i und der auf ein Meter Rohrlänge fallenden Heizfläche $i \delta \pi \cdot 1$ leicht ermitteln.

Die aus Messing oder Schmiedeeisen hergestellten Siederöhren der ausgeführten Locomotiven haben einen äussern Durchmesser von 4 cm bis 5,3 cm, gewöhnlich 4,5 cm — 5 cm, und erhalten eine Wandstärke von 0,2 cm — 0,3 cm. Die Anzahl derselben schwankt zwischen 130 und 250 bei den Maschinen für den gewöhnlichen Fahrdienst und sinkt bei Rangirmaschinen bis auf 85 herab. Ihre Anordnung kann entweder in horizontalen und in verticalen Reihen derart geschehen, dass je zwei Rohrmittelpunkte einer Reihe mit den beiden nächstliegenden der Nachbarreihe die Ecken eines Quadrats bilden, oder in horizontalen und in gegen den Horizont unter 30° oder 60° geneigten Reihen, wobei die Mittelpunkte von zwei benachbarten Röhren mit dem nächstliegenden Rohrmittelpunkte in die Eckpunkte eines gleichseitigen Dreiecks fallen. Die erste Rohrstellung gestattet eine gute Wassercirculation und ein leichtes Entweichen des Dampfes, welcher sich an den Röhren gebildet hat, nach dem Dampfraume des Kessels; aber sie hat den Nachtheil gegen die zweite Anordnung, dass weniger Röhren in gleicher Rohrwandfläche angebracht werden können, und man findet sie deshalb bei dem vorhandenen Bedürfnisse grosser Heizfläche nur selten angewandt. Die Herstellung der unter 30° geneigten Rohrreihen gewährt zwischen den vertikalen Rohrreihen noch gerade durchgehende Wassercanäle und vereinigt also die Vorzüge einer guten Wassercirculation und Dampfentweichung mit geringem Raumbedarf; sie ist daher empfehlenswerth.

Die lichte Entfernung zwischen zwei Rohrumfängen muss offenbar um so grösser genommen werden, je grösser die durchgehende Dampf- oder Wassermenge, also je grösser die Zahl der übereinander liegenden Rohrreihen oder auch die der Röhren selbst ist. Man rechnet auf je 10 bis 12 Röhren etwa 1 mm lichten Abstand der Röhren. Auch muss aus gleichem Grunde die Entfernung der äussersten Röhren der oberen Reihen von der Wand des cylindrischen Langkessels über 6 cm betragen.

Die Anordnung der Siederöhren wird natürlich mit Rücksicht auf den äusseren Kessel ausgeführt, dessen Lage und Durchmesser sich durch den Anschluss an den Feuerkasten, die Grösse der Räder und die Lage der Achsfedern, sowie durch den Umstand bestimmt, dass der Kessel einen Dampfraum, dessen Grösse zur Unterdrückung des Wasserüberganges aus dem Kessel in die Cylinder genügt, erhalten soll. Ordnet man den normalen Wasserspiegel in dem Abstande von mindestens 15 cm über den Siederöhren so an, dass die Höhe des normalen Dampfraumes etwa 1/4 des Kesseldurchmessers beträgt, so bekommt erfahrungsmässig der Dampfraum eine genügende Grösse, wenn man einen Dampfdom hinzufügt, dessen Inhalt das vier- bis fünf-

fache eines Cylindervolumens ausmacht. Gewöhnlich wird in diesem Dome die Mündung des Dampfrohres nach den Cylindern mit dem Regulator (Absperrventil) angebracht; dann soll der Dom nicht über dem Feuerkasten, dem Orte der heftigsten Wasserwallungen, sitzen und der Regulator möglichst hoch liegen, um dem vom Dampfe mitgerissenen Wasser auf einem langen Wege von der Wasseroberfläche bis zum Regulator genügende Zeit zur Trennung vom Dampfe zu geben. Wird kein Dom angebracht, so sucht man das Wasserwerfen zu verhüten durch Anlage eines Sammelrohres, dessen obere Seite mit feinen Schlitzen für den Dampfeintritt versehen ist. Der Regulator liegt dann zweckmässig am Ende dieses Rohres in der Rauchkammer.

Die ausgeführten Locomotivkessel besitzen in der Regel Durchmesser von 1,1 m bis 1,4 m; ausnahmsweise bei starken Gebirgsmaschinen erhebt sich derselbe auf 1,5 m, während er bei Rangirmaschinen bis auf 1 m sinkt. Die Länge des cylindrischen Kessels ist um den Abstand des äusseren vom innern Feuerkasten geringer als die bereits angegebene Länge der Siederöhren.

§ 7. Die Zugwirkung des Blasrohres. Bestimmung der Dimensionen des Blasrohres und des Schornsteines. — Wie bereits im § 2 erwähnt wurde, benutzt man die lebendige Kraft des aus den Cylindern strömenden Dampfes zur Erzeugung des starken Luftzuges, welchen die Verbrennung auf dem Roste erfordert. Die gemeinschaftliche Mündung der beiden Dampfausströmungsröhren, der Exhaustor oder das Blasrohr *B* (Fig. 4 und 5), wird conisch hergestellt, um die zur beabsichtigten Wirkung erforderliche Geschwindigkeit des Dampfes beim Austritt desselben aus dem Blasrohre zu erzielen. Diese Ausströmung erfolgt wegen der beiden Cylinder der Zwillingsdampfmaschine mit unter 90° verstellten Kurbeln ununterbrochen, aber mit veränderlicher Pressung des Dampfes im Blasrohr. Im Anfange jeder Ausströmungsperiode besitzt der bisher im Cylinder wirksam gewesene Dampf eine erhebliche Pressung, unter deren Einfluss der grösste Theil des Dampfes rasch entweicht mit so lange abnehmender Spannung, bis dieselbe auf jenen Werth gesunken ist, welchen das Vertreiben des Dampfes vor dem Kolben bedingt, und diese Spannung bleibt bis zum Ende der Ausströmung. Bei einer langsam gehenden Locomotive ist daher während einer Triebradumdrehung die Pressung des Dampfes im Blasrohre sehr verschieden, nämlich einer viermaligen starken Anschwellung unterworfen, während die Schwankungen der Blasrohrpressung bei rascher Fahrt geringer ausfallen. Wir nehmen für die Berechnung der Blasrohrwirkung zunächst eine unveränderliche Blasrohrpressung an.

Der Strahl *D* des ausgeblasenen Dampfes tritt vermöge seiner zackigen Oberfläche oder der Reibung an den ihn umgebenden Gastheilchen in der Rauchkammer, sowie der Gastheilchen unter sich in Wechselwirkung mit den Gasen; er veranlasst dieselben zum Mitgange durch den Schornstein oder die Esse *S*. In der Rauchkammer entsteht daher eine Verminderung der Pressung unter diejenige der Gase in der Feuerkiste, welche sich deshalb durch die Sieder öhren nach der Rauchkammer begeben. Der Abzug der Heizgase aus der Feuerkiste stellt in diesem Raume ebenfalls eine Pressungsabnahme her, welche endlich die äussere Atmosphäre veranlasst, durch den Rost zu treten und also das Feuer anzufachen.

Durch die Einwirkung des Dampfstrahles *D* auf die Heizgastheilchen erhalten in jedem Querschnitte, normal zur Strahlachse, sowohl die Dampf- als auch die Gastheilchen eine mit ihrer Entfernung von der Dampfstrahlmitte abnehmende Geschwindigkeit; wir führen statt dieser verschiedenen Geschwindigkeiten in jedem

Querschnitte sowohl eine mittlere Geschwindigkeit des Dampfes als auch eine der Heizgase ein.

In Folge der Abnahme der Geschwindigkeit des Dampfes erweitert sich der Dampfstrahl vom Blasrohr ab und füllt mit dem ihn umgebenden Gasmantel irgendwo den Schornstein aus, unter der Voraussetzung eines zweckmässigen Schornsteindurchmessers und des Zusammenfallens der Achsen des Schornsteines und des Dampfstrahles. Diese Ausfüllung des Schornsteines durch den austretenden Strahl verhindert den Eintritt der äusseren Luft in die Rauchkammer durch einen Spielraum zwischen Strahl und Schornsteinwand und ermöglicht die Luftverdünnung in der Rauchkammer.

Fig. 5.

Fig. 4.

Bei der Anwendung eines cylindrischen Schornsteins (Fig. 4) kann nach bei *EE* erfolgter Ausfüllung seines Querschnitts durch den Strahl wegen des constanten Durchflussquerschnittes die mittlere Geschwindigkeit des Strahles sich nicht mehr ändern, und folglich muss auch die Pressung von *EE* ab unverändert bleiben. Es herrscht also schon in *EE* die atmosphärische Pressung, wie beim Austritt aus dem Schornstein.

Wenden wir aber nach dem Vorgange von Prüsmann einen conischen Schornstein (Fig. 5) an und erweitern dabei den Schornstein von dem ersten Querschnitte *EE*, welchen der Strahl ausfüllt, derartig, dass der Strahl dieser Erweiterung

Dampftheilchen in der Rauchkammer der Pressung p_x, im Schornstein bei EE aber der grösseren Pressung p_s unterworfen sind, also gleichsam durch ihre lebendige Kraft auf die Höhe $\frac{p_s - p_x}{\gamma}$ gehoben werden müssen, so erhalten wir mit zulässiger Vernachlässigung der unbedeutenden Schwerkraftsarbeit, welche der verticalen Erhebung der Theilchen entspricht, die Gleichung für die im Querschnitt EE des Schornsteins noch vorhandene lebendige Kraft

$$(D+Q)\frac{U_s^2}{2g} = D\frac{U_b^2}{2g} - D\frac{(U_b - U_s)^2}{2g} - Q\frac{U_s^2}{2g} - (D+Q)\frac{p_s - p_x}{\gamma},$$

woraus durch Ausführung des Quadrats und Zusammenziehung folgt

$$\frac{D+Q}{D}\left(\frac{U_s^2}{g} + \frac{p_s - p_x}{\gamma}\right) = \frac{U_b \cdot U_s}{g}.$$

Wegen der bekannten Beziehungen

$$D + Q = \gamma \cdot f_s \cdot U_s \text{ und } D = \gamma \cdot \mu f_b \cdot U_b$$

ergiebt sich

$$\frac{f_s \cdot U_s}{\mu f_b \cdot U_b}\left(\frac{U_s^2}{g} + \frac{p_s - p_x}{\gamma}\right) = \frac{U_b \cdot U_s}{g}$$

und dann die Differenz der Pressungshöhen bei EE im Schornstein und in der Rauchkammer

$$\frac{p_s - p_x}{\gamma} = \frac{\mu f_b}{f_s} \cdot \frac{U_b^2}{g} - \frac{U_s^2}{g} \quad \ldots . \; 1)$$

Für die Bewegung der Dampf- und Gassäule über EE hinaus bis zum Austritt aus dem Schornstein besteht bei zulässiger Vernachlässigung der geringen Reibung an der Schornsteinwand die bekannte hydraulische Gleichung

$$\frac{U_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma} = \frac{U_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma},$$

woraus sich die Pressungshöhe in EE berechnet zu

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left(\frac{U_s^2}{2g} - \frac{U_a^2}{2g}\right),$$

oder, weil $f_a \cdot U_a = f_s \cdot U_s$ ist,

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{U_s^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{f_s}{f_a}\right)^2\right] \quad \ldots . \; 2)$$

Die Einführung dieses Werthes in 1) liefert die eintretende Differenz der Pressungshöhe der Atmosphäre und der in der Rauchkammer

$$\frac{p_a - p_x}{\gamma} = \frac{\mu f_b}{f_s} \cdot \frac{U_b^2}{g} - \epsilon \cdot \frac{U_s^2}{g} \quad \ldots . \; 3)$$

nachdem zur Abkürzung der durch die Conicität des Schornsteins bestimmte echte Bruch

$$\frac{1 + \left(\frac{f_s}{f_a}\right)^2}{2} = \epsilon \quad \ldots . \; 4)$$

gesetzt worden ist.

Diese Gleichung gilt auch für den cylindrischen Schornstein, sobald man $f_a = f_s$ oder $\epsilon = 1$ einsetzt.

Da in derselben Zeit durch den Schornstein die Summe des aus dem Blasrohre

strömenden Dampfgewichts und des aus den Siederöhren kommenden Gasgewichts gehen muss, so folgt

$$\gamma \cdot f_s \cdot U_s = \gamma \cdot \mu f_b \cdot U_b + \gamma \cdot f_r \cdot U_r$$

und daraus

$$U_s = \frac{\mu f_b}{f_s} \cdot U_b + \frac{f_r}{f_s} \cdot U_r.$$

Die Einschaltung dieses Werthes in 3) ergiebt

$$\frac{p_a - p_x}{\gamma} = \frac{\mu f_b}{f_s}\left(1 - c\,\frac{\mu f_b}{f_s}\right)\frac{U_b^2}{g} - 2\,c\,\frac{\mu f_b}{f_s} \cdot \frac{f_r}{f_s} \cdot \frac{U_b\, U_r}{g} - c\left(\frac{f_r}{f_s}\right)^2 \frac{U_r^2}{g} \quad \ldots . \; 5$$

Zur Berechnung der Ausflussgeschwindigkeiten U_b und U_r dürfen wir wegen der geringen Verschiedenheit der Pressungen p_b, p_x und p_a von den einfachen Formeln

$$U_b = \sqrt{2g\,\frac{p_b - p_x}{\gamma}} \quad \ldots . \; 6^a)$$

$$U_r = \psi \sqrt{2g\,\frac{p_a - p_x}{\gamma}} \quad \ldots . \; 6^b)$$

Gebrauch machen (s. p. 28 des ersten Capitels). In der zweiten Gleichung drückt ψ einen Reductionscoëfficienten aus, welcher den Widerstand der Luft auf dem Wege vom Eintritt in den Aschenkasten bis zur Rauchkammer berücksichtigen soll und daher hauptsächlich abhängig ist von der Stellung der Aschenkastenklappe, der Grösse der Rostspalten, dem Zustande des Feuers, dem Querschnitte und der Länge der Siederöhren, sowie dem Vorhandensein eines Funkensiebes in der Rauchkammer.

Für mittlere Verhältnisse liegt der Werth ψ zwischen 0,3 und 0,4; er kann aber durch Schluss der Aschenklappe beliebig heruntergebracht werden, während weitgeöffnete Aschenklappe, grosser freier Rostquerschnitt, niedrige und locker liegende Brennmaterialschicht, weite und kurze Siederöhren ihn erhöhen. Wegen mangelhafter Kenntniss von ψ sind wir genöthigt, ihn bei Coke und Kohlen als gleich unter normalen Verhältnissen anzunehmen; dies wird wahrscheinlich nicht viel von der Wahrheit abweichen, weil die Kohle zwar dichter, aber mit geringerer Schichtenhöhe als Coke auf dem Roste liegt.

Nach Einsetzung der Werthe aus 6) findet sich durch eine kleine Umformung

$$\mathfrak{A}(p_b - p_x) - \mathfrak{B}(p_a - p_x) = \sqrt{(p_b - p_x)(p_a - p_x)} \quad \ldots . \; 7)$$

Hier wurde zur Abkürzung gesetzt

$$\frac{1 - c\,\frac{\mu f_b}{f_s}}{2\,\psi\, c\,\frac{f_r}{f_s}} = \mathfrak{A} \text{ und } \frac{1 + 2\,\psi^2 c\left(\frac{f_r}{f_s}\right)^2}{4\,\psi\, c\,\frac{\mu f_b}{f_s} \cdot \frac{f_r}{f_s}} = \mathfrak{B} \quad \ldots . \; 7^a)$$

$\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ sind bei einer bestimmten Maschine constante Zahlen, wenn f_b und ψ, also die Stellung des Exhaustors, der Aschenkastenklappe und die Höhe der Brennmaterialschicht unverändert bleiben.

Erheben wir die Gleichung 7) zum Quadrat und ordnen die Glieder, so entsteht

$$(p_b - p_x)^2 - \frac{2\,\mathfrak{A}\mathfrak{B} + 1}{\mathfrak{A}^2}\,(p_a - p_x)\,(p_b - p_x) + \frac{\mathfrak{B}^2}{\mathfrak{A}^2}\,(p_a - p_x)^2 = 0.$$

Die Auflösung dieser quadratischen Gleichung bestimmt die Blasrohrpressung, welche zur Erzielung eines gewissen Vacuums in der Rauchkammer erforderlich ist, zu

$$p_b - p_x = (p_a - p_x)\,\frac{2\,\mathfrak{A}\mathfrak{B} + 1}{2\,\mathfrak{A}^2}\left[1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{2\,\mathfrak{A}\mathfrak{B}}{2\,\mathfrak{A}\mathfrak{B} + 1}\right)^2}\right].$$

Von den beiden Werthen $p_b - p_x$, welche sonach dem gewünschten $p_a - p_x$ entsprechen, würde man selbstverständlich den kleineren wählen, wegen des Gegendruckes auf den Kolben; es zeigen aber die numerischen Berechnungen sofort, dass $2\mathfrak{A}\mathfrak{B}$ gross gegen 1, mithin $\frac{2\mathfrak{A}\mathfrak{B}}{2\mathfrak{A}\mathfrak{B}+1}$ nicht wesentlich von 1 verschieden ausfällt, und man darf daher den Wurzelwerth vernachlässigen. Wir erhalten somit einfacher

$$\frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} = \frac{2\mathfrak{A}\mathfrak{B}+1}{2\mathfrak{A}^2} \quad \ldots . 8)$$

Subtrahiren wir auf beiden Seiten der Gleichung 8) 1 und ziehen links zusammen, so findet sich auch

$$\frac{p_b - p_a}{p_a - p_x} = \frac{2\mathfrak{A}\mathfrak{B}+1}{2\mathfrak{A}^2} - 1 \quad \ldots . 8^a)$$

Wir durften unter gewissen Voraussetzungen $\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ als constant ansehen und dann sind auch

$$\frac{2\mathfrak{A}\mathfrak{B}+1}{2\mathfrak{A}^2} \text{ und } \frac{2\mathfrak{A}\mathfrak{B}+1}{2\mathfrak{A}^2} - 1$$

constante Werthe. In Gleichung 8^a) ist sonach der schon von Clark aus Versuchen gefolgerte Satz der Proportionalität des Blasrohrüberdruckes und des Vacuums der Rauchkammer enthalten.

Zur Ermittelung dieses Verhältnisses empfiehlt es sich, in Gleichung 8) die Werthe für $\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ aus 7^a) einzuführen. Es findet sich

$$\frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} = \frac{f_s}{\mu f_b} \cdot \frac{1 + 2c\psi^2\left(\frac{f_r}{f_s}\right)^2 \frac{\frac{f_s}{\mu f_b} + c}{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}}{2\left(1 - c \cdot \frac{\mu f_b}{f_s}\right)} \quad \ldots . . 9)$$

woraus dann weiter folgt

$$\frac{p_b - p_a}{p_a - p_x} = \frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} - 1 \quad \ldots . 9^a)$$

Für $c = 1$ und die mittleren Verhältnisse

$$\frac{f_s}{\mu f_b} = 13, \ \frac{f_r}{f_s} = 2, \ \psi = \frac{1}{3}$$

erhält man z. B.

$$\frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} = 14{,}36 \text{ und } \frac{p_b - p_a}{p_a - p_x} = 13{,}36,$$

d. h. das Vacuum in der Rauchkammer beträgt unter diesen Verhältnissen den 13,36ten Theil des Blasrohrüberdruckes in Uebereinstimmung mit den Clark-schen Versuchen. Drückt man den Blasrohrüberdruck durch die Höhe der von ihm getragenen Quecksilbersäule aus, misst dagegen das Vacuum in der Rauchkammer durch die Höhe einer Wassersäule, so fallen beide Säulen sehr nahe gleich hoch aus, weil bei gleicher Pressung eine Wassersäule 13,6 mal so hoch wie eine Quecksilbersäule ist.

Mit Hülfe der Gleichung 9) können wir auch jetzt das Gasgewicht berechnen, welches der ausgeblasene Dampf aus der Rauchkammer entfernt. Durch Division der Gleichungen

$$Q = \gamma \cdot f_r \cdot U_r$$
$$D = \gamma \cdot \mu f_b \cdot U_b$$

folgt mit Berücksichtigung von 6ᵃ) und 6ᵇ)

$$\frac{Q}{D} = \psi \frac{f_r}{\mu f_b} \sqrt{\frac{p_a - p_x}{p_b - p_x}}.$$

Setzen wir den Werth $\frac{p_a - p_x}{p_b - p_x}$ aus 9) ein, so erhalten wir

$$\frac{Q}{D} = \sqrt{\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}{\frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 + c\,\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} + c}{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}}} \quad \ldots\ldots 10)$$

Erlauben wir uns, f_s gegen μf_b als sehr gross anzusehen, so fällt $\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} + c}{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}$ nahe eins aus, und durch Annahme dieses letzteren Werthes geht Gleichung 10) in die etwas einfachere Form

$$\frac{Q}{D} = \sqrt{\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}{\frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 + c}} \quad \ldots\ldots 10^a)$$

über, welche Zeuner in seinem Werke »Das Locomotivblasrohr« für cylindrische Schornsteine mit $c = 1$ abgeleitet und zu seinen weiteren Untersuchungen benutzt hat.

Die genauere Gleichung 10) liefert, namentlich für cylindrische Schornsteine, von den Ergebnissen der Näherungsgleichung 10ᵃ) etwas abweichende und zwar geringere Werthe; da sie besseren Anschluss an die Versuchsresultate von »Nozo und Geoffroy« im Civilingenieur Bd. 6 gewährt, so verdient sie bei ihrer immer noch einfachen Gestalt den Vorzug vor der Näherungsgleichung in wichtigen Fragen.

Die Betrachtung der Gleichung lehrt zunächst, dass das Verhältniss des aufgesaugten Gasgewichts zum verbrauchten Dampfgewicht bei unveränderlichen Werthen f_b, f_r, f_s, ψ und c constant und unabhängig von der im Blasrohr herrschenden Pressung ist. Trotz der veränderlichen Blasrohrpressung wird in jedem Zeittheilchen eine der entweichenden Dampfmenge proportionale Luftmenge herbeigeschafft; im Anfange jeder Ausströmung also eine grössere als während des weiteren Verlaufes derselben. Bei langsamer Fahrt mit stark veränderlichem Blasrohrdrucke tritt eine periodisch lebhafte Anfachung des Feuers hervor, welche der vortheilhaften Verbrennung nicht günstig ist, während auf der raschen Fahrt die ausgleichende Wirkung des Ausströmungsrohrvolumens den Dampfaustritt aus dem Blasrohr und damit auch die Anfachung des Feuers gleichmässiger herstellt. Ob nun das Verhältniss des Luftgewichts zum Dampfgewicht oder mit anderen Worten der hergestellte Zug genügt, hängt von der Grösse der in Betracht kommenden Werthe ab. Ein Kilogramm Coke liefert durch seine Verbrennung 14,5 kg Heizgase und unter mittleren Verhältnissen 6,25 kg Dampf, so dass 1 kg Dampf 2,3 kg Gase fortschaffen oder $\frac{Q}{D} = 2{,}3$ sein muss: für Steinkohlen gelten die Zahlen 16 und 5,75, folglich

$\frac{Q}{D} = 2{,}8$ (siehe p. 132 und 135). Hierbei ist vorausgesetzt, dass sämmtlicher Dampf durch das Blasrohr entweicht und nicht, wie bei Kirchweger's Condensation, theilweis dem Blasrohr entzogen wird; im entgegengesetzten Falle muss natürlich $\frac{Q}{D}$ entsprechend grösser genommen werden. Hat man die Dimensionen der Maschine für die angeführte Zahl eingerichtet, und es steigert sich der Dampfverbrauch in den Cylindern, so veranlasst der Austritt der grösseren Dampfmenge aus dem Blasrohre eine ihr entsprechende grössere Luftmenge zum Mitgange durch den Schornstein, also eine gleiche zum Eintritt in die Feuerkiste, und es bildet sich wegen der lebhafteren Verbrennung (bei geeigneter Beschickung des Rostes) mehr Dampf in dem Kessel. Wäre das Güteverhältniss des Kessels (p. 131 u. f.) eine constante Grösse, so würde die Locomotive ihre Dampferzeugung selbstthätig dem Verbrauch gemäss regeln. Leider sinkt mit zunehmender Dampfproduction pro Quadratmeter Heizfläche das Güteverhältniss, 1 kg Brennmaterial liefert weniger Dampf als vorhin, und es kommt mithin ein grösserer Werth von $\frac{Q}{D}$ zum Vorschein, dem die Maschine ohne Aenderung der bestimmenden Grössen nicht gewachsen ist. Ebenso ist leicht einzusehen, wie eine Verminderung des Dampfverbrauches eine Abnahme des Werthes $\frac{Q}{D}$ bedingt. Es muss daher bei einer bestehenden Maschine der Werth $\frac{Q}{D}$ veränderlich gehalten werden können.

Eine Verschiedenheit von $\frac{Q}{D}$ lässt sich bei einer Maschine mit gegebenen Werthen f_r, f_s und c bewirken, entweder durch Veränderung der Blasrohrmündung f_b, oder bei constantem Blasrohr durch Regulirung von ψ, d. h. der Widerstände, welche die angesaugte Luft auf ihrem Wege findet, vermittelst der Klappe am Aschenkasten, oder durch die Vereinigung beider Mittel, wenn von der unzweckmässigen Veränderung von f_r und f_s durch theilweises Zudecken der Sieder öhren und des Schornsteins abgesehen wird. Die Veränderung des Blasrohres wirkt sehr energisch; mit einer Verkleinerung des Querschnitts wächst das Verhältniss der angesaugten Luftmenge zur Dampfmenge wie die Gleichung 10) oder 10ᵃ) zeigt. Die Verkleinerung von f_b ergiebt allerdings, weil nicht allein die frühere, sondern eine noch vergrösserte Dampfmenge aus der verminderten Oeffnung treten soll, eine Erhöhung des Rückdrucks auf den Dampfkolben und dadurch eine entsprechende Verminderung der nützlichen Arbeit im Cylinder. Eine bestimmte zu leistende Arbeit im Cylinder erfordert daher eine entsprechende Erhöhung der Triebarbeit vor dem Kolben, und diese bedingt einen etwas stärkeren Dampfverbrauch. Um mit einer constanten Blasrohrmündung auszukommen, muss man zu ihrer Bestimmung mittlere Verhältnisse zu Grunde legen; bei zu verstärkendem Zuge wird eine Vergrösserung von ψ oder eine Verminderung des Widerstandes der Luftbewegung durch eine grössere Oeffnung der Klappe am Aschenkasten helfen. Eine Verminderung der Höhe der Brennstoffschicht würde ψ sehr erhöhen, ist aber bei der geforderten stärkeren Dampfproduction auf die Dauer nicht allein unausführbar, sondern es muss im Gegentheil das Feuer höher gehalten werden und dies vermindert ψ wieder, wodurch der Effect des Klappenöffnens beeinträchtigt wird. Eine ausreichende Zugverschärfung durch Erhöhung von ψ würde auf einen für die mittleren, in der Regel vorhandenen Verhältnisse sehr kleinen Werth

von ψ führen, der mit einer verhältnissmässig hohen Blasrohrpressung überwunden werden müsste. Es empfiehlt sich daher, unter normalen Verhältnissen ψ etwas grösser zu lassen und die Zugverstärkung nöthigenfalls durch die Thätigkeit des Hülfsblasrohres zu unterstützen.

Die Frage der Vortheilhaftigkeit der ersten oder zweiten Regulirungsmethode läuft im Wesentlichen auf die Untersuchung hinaus, bei welcher von beiden der Aufwand an Dampf zur Erzielung einer bestimmten Arbeit im Cylinder kleiner ist. Eine Entscheidung lässt sich bei der Unsicherheit der Coëfficienten, namentlich von ψ, selbst durch eine weitläufige Rechnung nicht sicher treffen, die erst bei der Bestimmung der Arbeit des Dampfes im Cylinder vorgenommen werden könnte. In praktischer Hinsicht stellt sich der Anwendung veränderlicher Blasrohrmündungen auch die Schwierigkeit einer guten haltbaren Construction mit zweckmässiger Form des Dampfstrahles entgegen. Die Ansichten der Praktiker über die Sache sind getheilt; während man in England fast nur constante Blasrohrmündungen findet, sind in Deutschland und Frankreich veränderliche Exhaustoren vorherrschend.

In jedem Falle muss man sich aber bestreben, ein verlangtes Verhältniss der Luft- und Dampfmenge mit einer möglichst geringen Blasrohrpressung zu erhalten und deshalb den Einfluss untersuchen, welchen die anderen Grössen f_r, f_s und c in Formel 10) haben.

Die Vergrösserung des Rohrquerschnittes f_r steigert sowohl direct, als indirect durch Vergrösserung von ψ bei der kleineren Gasgeschwindigkeit in den Röhren den Werth $\frac{Q}{D}$ und vermindert daher die Blasrohrpressung für ein bestimmtes $\frac{Q}{D}$; f_r oder m in Gleichung 16) des vorigen Paragraphen soll daher möglichst gross genommen werden. Aus diesem Grunde ist auch die Befestigung der Siederöhren ohne Eintreibung von Rohrringen zweckmässig.

In Bezug auf den Schornsteinquerschnitt sieht man aus den Gleichungen 10) und 10^a), dass für eine bestehende Maschine es einen bestimmten Querschnitt f_s geben muss, welcher $\frac{Q}{D}$ zu einem Maximum macht, oder den stärksten Zug liefert und daher am vortheilhaftesten für die Herabziehung der Blasrohrpressung ist. Es wird nämlich $\frac{Q}{D}$ für $f_s = c \cdot \mu f_b$ und $f_s = \infty$ zu Null und zwischenliegende f_s liefern für $\frac{Q}{D}$ endliche positive Werthe. Die Werthe f_s, welche kleiner als μf_b sind und der algebraischen Function 10) ebenfalls positive Werthe liefern, kommen hier nicht in Betracht, weil natürlich $f_s > \mu f_b$ sein muss.

Sieht man f_s als veränderlich an und setzt den ersten Differenzialquotienten des Ausdruckes unter dem Wurzelzeichen in 10) der Null gleich, so findet sich zur Bestimmung des vortheilhaftesten Schornsteinquerschnitts die cubische Gleichung

$$\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^3 - 3c\frac{\mu f_b}{f_r}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 - 2c\left[\psi^2 - c\left(\frac{\mu f_b}{f_r}\right)^2\right]\left(\frac{f_s}{f_r}\right) - 6c^2\psi^2\frac{\mu f_b}{f_r} = 0,$$

deren numerische Lösung nicht schwierig, aber unbequem ist. Um zu sehen, ob die Wichtigkeit der Sache diesen Aufwand von Mühe erforderlich macht, setzen wir, da lediglich die Querschnittsverhältnisse bestimmend auftreten, in 10) und 10^a) aufeinanderfolgende Werthe für $\frac{f_s}{f_r}$ ein und nehmen dabei, den mittleren Verhältnissen

der Praxis entsprechend, $\frac{f_r}{\mu f_b} = 24$, $\psi = \frac{1}{3}$, sowie $\iota = 1$. Die Resultate der Rechnung sind in der folgenden kleinen Tabelle zusammengestellt.

Für $\frac{f_s}{f_r}$ =	$\frac{8}{24}$	$\frac{9}{24}$	$\frac{10}{24}$	$\frac{11}{24}$	$\frac{12}{24}$	$\frac{13}{24}$	$\frac{14}{24}$	$\frac{15}{24}$	$\frac{16}{24}$	$\frac{17}{24}$	$\frac{18}{24}$
10) $\frac{Q}{D}$ =	1,98	2,06	2,12	2,16	2,18	2,20	2,20	2,20	2,19	2,17	2,16
wird nach 10ª) $\frac{Q}{D}$ =	2,16	2,21	2,25	2,27	2,276	2,274	2,27	2,25	2,23	2,22	2,19

Die obige cubische Gleichung liefert $\frac{f_s}{f_r} = 0{,}58$ oder $\frac{13{,}92}{24}$ in Uebereinstimmung mit der nach 10) berechneten Zahlenreihe, während die Gleichung 10ª) den vortheilhaftesten Querschnitt etwas kleiner, zu $\frac{12}{24} f_r$, und auch die Luftförderung zu günstig angiebt. Wir sehen aber aus der Tabelle, dass der Schornsteinquerschnitt sich ziemlich bedeutend von dem vortheilhaftesten Werthe entfernen kann. ohne eine beachtenswerthe Einbusse seiner Leistungsfähigkeit zu erleiden. Bedenkt man ferner, dass die Ausfüllung des Schornsteins durch den Luft- und Dampfstrahl bei jedem $\frac{Q}{D}$ unabweislich ist zur Vermeidung des Lufteintritts zwischen Strahl und Schornsteinwand, so wird man besser einen gegen den vortheilhaftesten Querschnitt etwas engeren als weiteren Schornstein anwenden, und es empfiehlt sich daher die Bestimmung des vortheilhaftesten Schornsteinquerschnitts nach der Näherungsformel 10ª), welche eine einfache Rechnung gestattet.

Die Nullsetzung der ersten Abgeleiteten giebt bei 10ª) die quadratische Gleichung

$$\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 - 2\iota \frac{\mu f_b}{f_r}\left(\frac{f_s}{f_r}\right) - 2\iota\psi^2 = 0,$$

von deren Wurzeln

$$\frac{f_s}{f_r} = \iota \frac{\mu f_b}{f_r} \pm \sqrt{\left(\iota \frac{\mu f_b}{f_r}\right)^2 + 2\iota\psi^2}$$

nur die mit dem positiven Zeichen gelten kann, welche bei der statthaften Vernachlässigung des kleinen Werthes $\left(\iota \frac{\mu f_b}{f_r}\right)^2$ gegen $2\iota\psi^2$ genau genug bestimmt

$$\frac{f_s}{f_r} = \iota \frac{\mu f_b}{f_r} + \psi\sqrt{2\iota} \quad \ldots . \quad 11)$$

Für die über der Tabelle angegebenen Werthe erhält man die genaue Wurzel der quadratischen Gleichung zu $\frac{12{,}48}{24}$ und die Gleichung 11) giebt $\frac{12{,}31}{24}$, in Uebereinstimmung mit der entsprechenden Zahlenreihe der Tabelle.

Die Gleichung 11) zeigt deutlich, dass der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt f_s abhängig ist von den Werthen ι, $\psi \cdot f_r$ und f_b; bei der Kleinheit des Blasrohrquerschnitts gegen $\psi \cdot f_r$ ist er vom Blasrohrquerschnitt nur wenig beeinflusst und erhält seine Bestimmung hauptsächlich durch den Rohrquerschnitt f_r und den Coëffi-

cienten ψ. Die mit cylindrischen Schornsteinen angestellten Versuche von Nozo und Geoffroy bestätigen dies. Deshalb wird es bei der Veränderlichkeit des Werthes ψ und der zulässigen kleinen Abweichung von dem wirklich vortheilhaftesten Werthe f_s statthaft sein, für $\frac{\mu f_b}{f_r}$ einen Mittelwerth einzuführen, etwa $\frac{1}{30}$; ψ nimmt man zur Erlangung eines genügend engen, die Ausfüllung seines Querschnitts sichernden Schornsteins klein an, den ungünstigen Verhältnissen einer hohen Brennstoffschicht oder einer wenig geöffneten Aschenklappe entsprechend, etwa 0,3. Mit diesen Werthen erhält man aus 11) $\frac{f_s}{f_r} = 0{,}46$, wofür aber unbedenklich, ja sogar nach der genauen Formel richtiger 0,5 gesetzt werden kann. Es soll daher für cylindrische Schornsteine

$$\frac{f_s}{f_r} = 0{,}5 \quad \ldots \quad 11^a)$$

gemacht werden.

Die Beziehung 11^a entspricht auch dem Mittel aus den Verhältnissen $\frac{f_s}{f_r}$ bei einer grossen Zahl ausgeführter Locomotiven, während einzelne Ausführungen erheblich davon abweichen.

Ehe wir die Formel 11) für conische Schornsteine verwerthen können, müssen wir uns erst Einsicht in den Einfluss von ϵ auf $\frac{Q}{D}$ verschaffen. Die Gleichungen 10) und 10^a) lassen erkennen, dass eine Abnahme von ϵ, welche dem Anwachsen von f_a gegen f_s entspricht, mit einer Zunahme von $\frac{Q}{D}$ verbunden ist Die Grösse des Einflusses von ϵ, dessen kleinsten Werth man für $f_a = \infty$ zu $\frac{1 + \left(\frac{f_s}{\infty}\right)^2}{2} = 0{,}5$ erhält, zeigt folgende kleine Tabelle, in welcher die der Annahme $\frac{\mu f_b}{f_r} = \frac{1}{30}$, $\psi = 0{,}3$ entsprechenden Werthe von $\frac{f_s}{f_r}$ nach 11) und dann $\frac{Q}{D}$ nach 10 für verschiedene ϵ enthalten sind.

$\epsilon =$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,55	0,50
$\frac{f_s}{f_r} =$	0,46	0,43	0,40	0,38	0,35	0,33	0,32
$\frac{Q}{D} =$	2,35	2,42	2,50	2,60	2,71	2,78	2,85

Die äusserste Luftmenge, welche durch einen conischen Schornstein mit $\epsilon = 0{,}5$ gefördert werden könnte, beträgt nach den Angaben dieser Tabelle das $\frac{2{,}85}{2{,}35} = 1{,}21$fache der Luftmenge eines richtig construirten Cylinderschornsteines bei gleichem f_b und ψ. Bei einer bestimmten Luftförderung oder gleichem Zuge wird demnach der Blasrohrquerschnitt bei einem conischen Schornstein grösser als bei einem cylindrischen gehalten werden können, womit eine Verminderung der Blasrohrpressung und des Rückdruckes auf den Kolben verbunden ist. Dieser Umstand begründet den Vorzug der

conischen Schornsteine vor den cylindrischen. Die beschränkte Höhe der Schornsteine, welche nur 4,57 m über Schienenoberkante betragen darf (§ 102 der technischen Vereinbarungen etc.), erlaubt bei der, von der Bedingung der Ausfüllung des Schornsteins durch den Luft- und Dampfstrahl geforderten geringen Neigung der Kegelseite gegen die Achse des Schornsteins keine sehr starke Erweiterung des Schornsteins nach oben. Die Prüsmann'schen Schornsteine besitzen den Werth $\epsilon = 0{,}55$ und würden $\frac{Q}{D} = 2{,}78$ oder 1,18 mal so viel Luft wie Cylinderschornsteine geben, wenn sie das richtige Verhältniss $\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{3}$ hätten; sie sind aber in Folge der unstatthaften Uebertragung von Versuchsresultaten für den Durchgang des Dampfstrahles durch eine dünne Scheibe auf die Bewegung in Röhren zu eng gehalten und geben mit $\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{4}$ nach der Formel 10) nur $\frac{Q}{D} = 2{,}65$ oder 1,12 der Luftmenge eines cylindrischen Schornsteins. Setzen wir für conische Schornsteine zweckmässiger

$$\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{3} \quad \ldots \quad 11^{b})$$

und nehmen zur Vermeidung eines zu weiten oberen Schornsteinquerschnitts den oberen Durchmesser nur 1,6 mal den kleinsten Durchmesser oder $\left(\frac{f_s}{f_a}\right)^2 = 0{,}153$ und $\epsilon = 0{,}58$, so wird $\frac{Q}{D} = 2{,}74$; es geben diese Schornsteine $\frac{2{,}74}{2{,}35}$ d. i. 1,16 mal so viel Luft wie die Cylinderschornsteine und 4 % mehr als die Prüsmann'schen.

Nach erfolgter Bestimmung des Werthes $\frac{f_s}{f_r}$ wird es möglich, aus Gleichung 10) den erforderlichen Blasrohrquerschnitt f_b zu berechnen, welcher ein bestimmtes $\frac{Q}{D}$ bei einem gewissen ψ liefert. Die Auflösung dieser Gleichung nach $\frac{f_s}{\mu f_b}$ ergiebt

$$\frac{f_s}{\mu f_b} = \left\{\left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2\right]\epsilon + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2\right\} \times$$

$$\left[1 \pm \sqrt{1 + \epsilon\,\frac{\left[\left(\frac{Q}{D}\right)^2 - 1\right]\epsilon - \left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2}{\left\{\left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2\right]\epsilon + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2\right\}^2}}\,\right].$$

Der Werth des Bruches unter dem Wurzelzeichen ist so klein, dass er gegen 1 vernachlässigt werden darf, und dann erhält man einfacher, weil nur das Zeichen + gültig sein kann,

$$\frac{f_s}{\mu f_b} = \left[2 + \left(\frac{Q}{D}\right)^2\right]\epsilon + \left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 \quad \ldots \quad 12)$$

Setzen wir in dieser Gleichung, den mittleren Verhältnissen entsprechend, $\psi = \frac{1}{3}$, $\mu = 0{,}9$, $\frac{Q}{D} = 2{,}3$ für Coke und $\frac{Q}{D} = 2{,}8$ für Steinkohlen, so erhalten wir zur Berechnung der constanten Blasrohrmündung die Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{f_s}{f_b} &= 6{,}5\,\epsilon + 21{,}4\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 \text{ für Cokefeuer } \ldots \\ \frac{f_s}{f_b} &= 8{,}8\,\epsilon + 31{,}7\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 \text{ für Steinkohlenfeuer} \end{aligned}\right\} 12^{a}).$$

Die Annahme der vortheilhaften Werthe $\frac{f_s}{f_r}$ aus 11a) und 11b) liefert nach kleiner Abrundung der Verhältnisse $\frac{f_s}{f_b}$ zu 11,9, bez. 16,7 für cylindrische und 6,2, bez. 8,6 für conische Schornsteine; führt man wegen der Verschiedenheit von f_s zur besseren Vergleichung f_r ein, so stehen bei $\frac{f_r}{f_b}$ den Zahlen 23,8 und 33,4 für cylindrische Schornsteine die kleineren Zahlen 18,6 und 25,8 für conische Schornsteine gegenüber. Wegen der Veränderlichkeit des Werthes ψ dürfen wir unbedenklich die Verhältnisse noch mehr abrunden und setzen

bei		Coke	Steinkohle	
und cylindrischem Schornsteine	$\frac{f_r}{f_b}$ =	24	33	. . . . 12b)
und conischem Schornsteine . .	$\frac{f_r}{f_b}$ =	19	26	

Im Falle eines veränderlichen Blasrohres wird die grösste Mündung nicht viel von dem Querschnitte des Dampfausströmungsrohres verschieden gemacht; die kleinste Mündung muss so bemessen werden, dass für die stärkste Feuerung mit kleinem ψ und grossem $\frac{Q}{D}$ der Zug kräftig genug ausfällt. Setzen wir z. B. für eine stark arbeitende Gebirgslocomotive mit Steinkohlenfeuer $\psi = \frac{1}{4}$ und $\frac{Q}{D} = 3{,}5$, so findet sich bei einem cylindrischen Schornsteine mit $\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{2}$ und $\mu = 0{,}9$ aus 12) $\frac{f_s}{f_r} = 34{,}9$ und $\frac{f_r}{f_b} = 69{,}8$, also etwas mehr als das Doppelte des obigen Werthes. Dies Verhältniss haben die Maschinen der Brennerbahn ungefähr aufzuweisen. Für die gewöhnlichen Locomotiven genügt es dagegen, den grössten Werth $\frac{f_r}{f_b}$ auf $\frac{4}{3} - \frac{3}{2}$ des Normalwerthes zu bringen.

Nachdem die Hauptquerschnitte der Zugvorrichtung ermittelt worden sind, bleibt uns noch übrig, die Höhenverhältnisse des Blasrohres und des Schornsteines zu besprechen.

Die Mündung des Blasrohres muss etwas über der obersten Siederohrreihe liegen, damit die horizontal austretenden Heizgase nicht direct und deshalb störend gegen den verticalen Dampfstrahl treten, sondern sich ohne scharfe Krümmung in die verticale Richtung begeben und den Dampfstrahl allseitig umschliessen können. Meistens bestimmt sich die Höhenlage des Blasrohrs durch die Rücksicht auf eine leichte Reinigung der Sicderöhren. Der Schnitt durch die Achse des Blasrohres wird zweckmässig schlank conisch gemacht, um einen gut geschlossenen Dampfstrahl in der Rauchkammer zu erzielen; eine Neigung der Kegelseite zur Achse von $^1/_7$ bis $^1/_{10}$ ist passend und erfordert kein zu langes Blasrohr zum allmählichen Uebergange aus dem Querschnitte des Dampfausströmungsrohres in den Mündungsquerschnitt des Blasrohres. Die Mündung muss entweder von einem dünnwandigen Materiale (Kupfer oder dergl.) hergestellt oder vorn an der äussern Oberfläche zugeschärft sein, um die sofortige Berührung der Heizgase mit dem Dampfstrahle bei dessen Austritt zu ermöglichen.

Wichtig ist die richtige **Entfernung des Blasrohres vom Schornsteine**, weil hiervon die zu einer günstigen Wirkung erforderliche Grösse der Berührungs-

fläche zwischen dem Dampfe und den Gasen abhängt. Wäre die Form des Dampfstrahls genau bekannt, so würde sich die erforderliche Entfernung des engsten Querschnitts EE eines conischen oder des Querschnitts EE eines cylindrischen Schornsteins, in welchem zuerst der Schornstein vollständig mit Gas- und Dampftheilchen von gleicher Geschwindigkeit ausgefüllt wird, leicht berechnen lassen. Durch diesen Querschnitt EE gehen $Q + D$ Cubikmeter Gase mit der Geschwindigkeit U_s; setzen wir $\mathfrak{d}_s$ den Durchmesser des Schornsteines in EE, so muss

$$\frac{\mathfrak{d}_s^2 \pi}{4} = f_s = \frac{Q + D}{\gamma U_s}$$

sein. Der Querschnitt des Dampfkörpers beträgt davon

$$\frac{D}{Q + D} \cdot f_s$$

und hieraus folgt sein Durchmesser bei Annahme eines kreisförmigen Blasrohres

$$\mathfrak{d}_s \sqrt{\frac{D}{Q + D}}.$$

Suchen wir nun bei bekannter Gestalt des Dampfkörpers die Stelle auf, welche jenen Durchmesser besitzt, so ist durch ihren Abstand von der Blasrohrmündung auch die richtige Entfernung des Querschnitts EE von derselben Mündung gefunden. Leider fehlt die genaue Kenntniss der Dampfstrahlform; wir müssen uns daher mit einer Annäherung begnügen. Nachdem der Dampfstrahl die kreisförmige Blasrohrmündung mit etwas Contraction verlassen hat, erweitert sich derselbe wegen der allmählichen Abnahme der Geschwindigkeit und bildet einen Umdrehungskörper, der nicht bedeutend von einem gemeinen Kegel abweicht. Legen wir in EE an die Dampfstrahloberfläche eine berührende gemeine Kegelfläche an, so dürfen wir diese auf eine beträchtliche Entfernung hin für die conoidische Fläche nehmen. Der Kegeldurchmesser an der Blasrohrmündung muss von dem Blasrohrdurchmesser abhängen und wird wahrscheinlich wenig von letzterem verschieden sein: er möge $\mathfrak{a} \cdot \mathfrak{d}_b$ gesetzt werden. Bei einem Winkel β der Kegelseite mit der Achse findet sich für eine Entfernung x von der Mündung der Durchmesser $\mathfrak{a}\mathfrak{d}_b + 2\,x\,tg\,\beta$. Dieser Werth muss aber in EE den oben berechneten Werth des Dampfstrahldurchmessers haben, und wir erhalten sonach

$$\mathfrak{a}\mathfrak{d}_b + 2\,x\,tg\,\beta = \mathfrak{d}_s \sqrt{\frac{D}{Q + D}},$$

woraus folgt

$$x = \frac{\mathfrak{d}_s}{2\,tg\,\beta} \sqrt{\frac{D}{Q + D}} - \frac{\mathfrak{a}}{2\,tg\,\beta}\,\mathfrak{d}_b.$$

Nach den Prüsmann'schen Versuchen über die conischen Schornsteine habe ich die Constanten ermittelt und gefunden, dass

bei Cokefeuer . . $x = 5\,(1{,}1\,\mathfrak{d}_s - 2\,\mathfrak{d}_b)$ und
bei Steinkohlenfeuer $x = 5\,(\mathfrak{d}_s - 2\,\mathfrak{d}_b)$ . . . . 13)

gesetzt werden kann.

Bei dem cylindrischen Schornsteine beträgt $\mathfrak{d}_b$ etwa $^1/_4\mathfrak{d}_s$ und deshalb wird $x = 2{,}5\,\mathfrak{d}_s$, bei verkleinertem Blasrohr etwas mehr. Die Höhe des Schornsteins über dem Blasrohre muss aber wegen des sicheren Abschlusses der äusseren Luft bei langsamer Fahrt grösser, etwa $4\,\mathfrak{d}_s$, genommen werden. Eine grössere Höhe wirkt bei der Geringfügigkeit der Reibung an der Schornsteinwandung innerhalb gewisser Grenzen nicht nachtheilig auf den Zug und ist oft erforderlich, um die Führer vor der

Die Prüsmann'schen Schornsteine sind zu eng gehalten, in Folge der unstatthaften Bestimmung der Schornsteinform vermittelst des Durchgangs eines Dampfstrahls durch verschiebbare einfache Scheiben, während bei einem Austritte durch ein längeres Rohr ganz andre Umstände auftreten.

Hinsichtlich der Rauchkammer würde es für die Leistung des Blasrohrs am zweckmässigsten sein, wenn dieselbe die Heizgase von den Siederöhren ohne Querschnittsänderung und ohne starke Krümmung in einen den Dampfstrahl ringförmig umgebenden Saugraum leitete, der dann in den Schornstein übergehen müsste. Wegen der erforderlichen Reinigung der Siederöhren ist dies nicht gut ausführbar, man muss aber jede nicht durch die constructiven Rücksichten, als Befestigung des Schornsteins, Anbringung der Dampfröhren und des Funkensiebes, gebotene Ausdehnung der Rauchkammern vermeiden, weil dieselbe zu einer unregelmässigen Bewegung der Gase Veranlassung giebt. Gewöhnlich erhält die Rauchkammer die Länge der in oder neben ihr liegenden Cylinder oder Schieberkasten.

C. Die Arbeit des Dampfes im Cylinder und ihre Verwendung zum Treiben der Locomotive.

§ 8. Arbeit des Dampfes im Cylinder. Mittlere Kolbenkraft. — Wir nehmen im Folgenden den in der Praxis fast ausschliesslich vorkommenden Fall einer Zwillingsmaschine mit: gleichgrossen Dampfcylindern und unter 90° versetzten Kurbeln an.

Im zweiten Capitel ist ausführlich über die Arbeit des Dampfes im Cylinder gesprochen worden; leider setzen uns die dort aufgeführten zahlreichen Formeln nicht in den Stand, die mittlere Kolbenkraft einfach und mit hinreichender Genauigkeit zu bestimmen. Wir müssen uns daher zunächst damit befassen, eine Berechnung des mittleren Dampfdrucks auf den Kolben anzugeben. Für unsern Zweck machen wir in Bezug auf die bewegende Arbeit hinter dem Kolben folgende Annahmen:

1) Während der Einströmung AB (Fig. 6) bleibe die Dampfspannung im Cylinder unverändert gleich p, was bei genügend weiten Regulator- und Schieberöffnungen (für geringe Füllungen mit Hülfe des Trick-Allan'schen Kanalschiebers) auch bis kurz vor Dampfabschluss stattfindet. Sollte die Dampfspannung in Folge einer zu geringen Schieberöffnung während der Einströmung des Dampfes sinken, so ist der mittlere Werth der Eintrittsspannung in Rechnung zu ziehen.

2) Die Expansion des Dampfes währe bis zu dem Ende des Kolbenschubes trotz der vorher entstehenden Ausströmungsöffnung, welche Annahme bei rascher Fahrt der Maschine annähernd zutrifft.

3) Als Expansionsgesetz benutzen wir das Mariotte'sche, welches dem thatsächlichen Vorgange am nächsten kommt (s. p. 36).

Bei den Aussencylindern erhebt sich die Expansionslinie EFG (Fig. 6) der Indicatorcurve über die gleichseitige Hyperbel des Mariotte'schen Gesetzes in Folge der theilweisen Verdampfung des mechanisch aus dem Kessel durch den Dampf mitgerissenen und des durch Condensation des Dampfes während der Einströmung gebildeten Wassers, auch wohl in Folge eines undichten Schlusses des Schiebers auf seiner Fläche. Um diesen Umstand zu berücksichtigen, führen wir bei der Berechnung statt der wirklichen bis E dauernden eine derartig grössere Einströmung bis E_1 ein, dass die daraus bei Anwendung des Mariotte'schen Gesetzes ermittelte Arbeit, welche durch die Figur BEE_1FG_1O dargestellt wird, der wirklich vom Dampfe geleisteten $BEFGO$ gleichkommt. Mit Bauschinger's Diagrammen

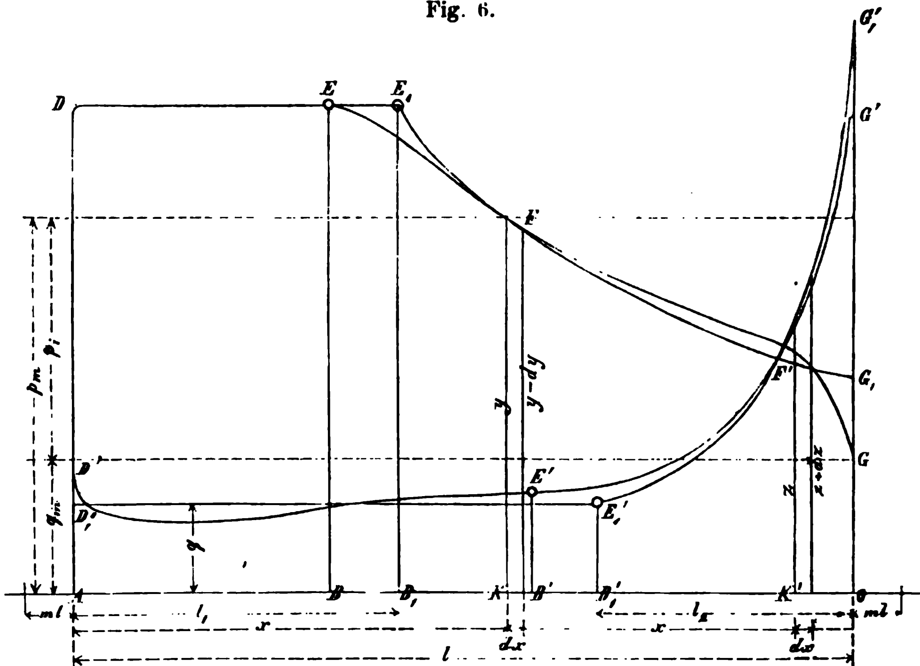
von Maschinen mit Aussencylindern erhält man eine gute Uebereinstimmung, wenn man für Maschinen mit einfacher Coulissensteuerung statt $\frac{l_1}{l}$ rechnet

$$\left(\frac{l_1}{l}\right)r = \frac{l_1}{l} + 0{,}2 \frac{1 - \frac{l_1}{l}}{v} \quad \ldots \; 1^a),$$

worin l den Kolbenschub,
l_1 den Kolbenweg bis zum Eintritt der Expansion,
v die Kolbengeschwindigkeit in Metern pro Secunde

bezeichnet. Man darf allerdings nicht in jedem Falle ein genaues Resultat erwarten, da die Abkühlungsverhältnisse der Cylinder verschieden sind, auch die Anwesenheit von Wasser in dem Cylinder einen grossen Einfluss ausübt; doch liefert die folgende Berechnungsweise bessere Resultate als die im 2. Capitel angegebenen Methoden.

Fig. 6.



Im Falle einer starken Drosselung des Dampfes durch die enge Schieberöffnung ist der Zuschlag der Stärke der Drosselung entsprechend bis auf die Hälfte des obigen Werthes zu verkleinern, ebenfalls bei Maschinen mit Meyer'scher Expansionssteuerung.

Bei den Innencylindern ist die Verdampfung während der Expansion nicht so erheblich, wie bei den Aussencylindern; es stimmt daher die Expansionslinie sehr nahe mit der Hyperbel überein. Wegen der allmählichen Absperrung und des vorzeitigen Austritts kann man hier eine etwas verkleinerte Einströmung einführen, die nach einigen Diagrammen von Gooch gefunden wurde zu

$$\left(\frac{l_1}{l}\right)r = \frac{l_1}{l} - 0{,}015\left(1 - \frac{l_1}{l}\right)v \quad \ldots \; 1^b.$$

Die Arbeit des Dampfes am Kolben mit einer Fläche F während der Einströmungsperiode von A bis B_1 beträgt Fpl_1. Bezeichnet y die augenblickliche Dampf-

spannung, wenn der Kolben den Weg $AK = x$ zurückgelegt hat, so ist die Arbeit während der Expansion $\int_{l_1}^{l} Fy\,dx$. Da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{y}{p} = \frac{l_1 + ml}{x + ml}$$

ist, worin ml das Volumen eines schädlichen Raumes ausdrückt, so folgt

$$y\,dx = p\,(l_1 + ml)\,\frac{d\,(x + ml)}{x + ml}$$

und

$$\int_{l_1}^{l} Fy\,dx = Fp\,(l_1 + ml)\,\log\,\mathrm{nat}\,\frac{l + ml}{l_1 + ml}.$$

Nun haben wir, wenn p_m die mittlere Spannung des treibenden Dampfes ist, für die Arbeit des treibenden Dampfes

$$Fp_m \cdot l = Fp\,l_1 + Fp\,(l_1 + ml)\,\log\,\mathrm{nat}\,\frac{l + ml}{l_1 + ml},$$

woraus folgt

$$\frac{p_m}{p} = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\log\,\mathrm{nat}\,\frac{1 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \quad \ldots\ldots 2)$$

Bei Locomotiven darf $m = 0{,}06$ gesetzt werden und dann erhält man für die in der folgenden Tabelle angegebenen Füllungsverhältnisse die darunter stehenden

Werthe von $\frac{p_m}{p}$:

$\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10
$\frac{p_m}{p} =$	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69	0,63	0,57	0,49	0,40

Die Ausströmung des Dampfes vor dem Kolben hört auf, wenn der Kolben um l_2 vor dem Ende seines Schubes steht; die Spannung des austretenden Dampfes vermindert sich rasch durch eine zweckmässige Vorausströmung bis auf den Werth, welcher zur Entweichung des Dampfes durch Schieber- und Blasrohröffnung erforderlich bleibt. Der mittlere Werth q der Spannung des ausströmenden Dampfes (des Rückdrucks pro Flächeneinheit auf den Kolben) hängt ab von der Kolbengeschwindigkeit, der Grösse der erwähnten Oeffnungen und der Spannung am Ende der Expansion (oder auch von p_m) und kann nach folgenden Formeln mit einiger Sicherheit berechnet werden. Für

Aussencylinder: $q = 1 + 0{,}000045\,(p_m - 1{,}5)\,n^2\left[\left(\frac{F}{f_a}\right)^2 + 0{,}6\left(\frac{F}{f_b}\right)^2\right] \ldots\ldots 3^a),$

Innencylinder: $q = 1 + 0{,}00007\left(\frac{l_1}{l}\,p - 1{,}5\right)n^2\left[\left(\frac{F}{f_a}\right)^2 + 0{,}6\left(\frac{F}{f_b}\right)^2\right] \ldots\ldots 3^b).$

In diesen Formeln bezeichnet f_a den Querschnitt der durch den Schieber hergestellten Kanalöffnung für den Dampfaustritt und f_b den Querschnitt des Blasrohrs

q und p werden in Atmosphären oder in kg pro qcm angegeben, wobei der Atmosphärendruck gleich 1 kg pro qcm gerechnet werden kann.

Durch den Weg l_2 des Kolbens wird der im Cylinder zurückgebliebene Dampf comprimirt. Die Compressionscurve liegt bei Aussencylindern unter der Hyperbel wegen der Abkühlung des in Folge der Compression sich erhitzenden Dampfes durch die Cylinderwände. Um daher auch für die Berechnung der Compressionsarbeit das Mariotte'sche Gesetz anwenden zu können, legen wir den Anfang der Compression von E' nach E'_1 (Fig. 6), nämlich um so viel zurück, dass die berechnete Arbeit des Dampfes vor dem Kolben der wirklichen gleichkommt: wir führen statt der wirklichen Indicatorcurve $D' E'' F'' G'$ die Curve $D'_1 E'_1 F'' G'_1$ ein, welche aus der Geraden $D_1' E_1'$ und der Hyperbel $E_1' F' G'_1$ besteht. Eine befriedigende Uebereinstimmung mit den Bauschinger'schen Diagrammen findet man durch Reduction der Compressionsstrecke $B' O = l_2$ auf $B_1' O = (l_2)_r = \frac{4}{5} l_2$.

Für Innencylinder ist die Abkühlung durch die Cylinderwände in geringerem Maasse oder gar nicht vorhanden: die Compressionscurve steigt daher stärker als die Hyperbel. Wir müssen in diesem Falle statt l_2 $(l_2)_r = \frac{5}{4} l_2$ rechnen.

Die Compression währt bekanntlich bis zum Beginne der Voreinströmung kurz vor Ende des Kolbenlaufes. Für die Rechnung ist es der Einfachheit wegen zweckmässig und hinsichtlich der Genauigkeit auch zulässig, die Compression bis zum Ende des Kolbenschubes ausgedehnt anzunehmen.

Nennen wir z die Dampfspannung vor dem Kolben während der Compression, wenn der Kolben den Weg x zurückgelegt hat und q_m den mittleren Werth der Vorderdampfspannung während des ganzen Kolbenschubes, so muss sein

$$F q_m l = F q (l - l_2) + \int_{l - l_2}^{l} F z \, d x.$$

Bedenkt man, dass

$$\frac{z}{q} = \frac{l_2 + m l}{l + m l - x}$$

ist, so folgt

$$\frac{q_m}{q} = 1 - \frac{l_2}{l} + \left(\frac{l_2}{l} + m\right) \log \text{nat} \frac{\frac{l_2}{l} + m}{m} \quad \ldots . 4)$$

Die Resultate dieser Formel finden sich in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Werthe von $\frac{q_m}{q}$.

$\frac{l_2}{l} =$	0,06	0,10	0,14	0,18	0,22	0.26	0.30	0,34	0,38	0,42	0,46	0,50	0.54	0,58
$\frac{q_m}{q} =$	1,02	1,06	1,10	1,15	1,21	1,28	1,345	1,42	1,50	1,58	1,66	1,75	1,84	1,94

Die zusammengehörigen Werthe von p_m und q_m fallen nach der Steuerung der Maschine verschieden aus: für mittlere Verhältnisse sind dieselben in der Tabelle auf p. 161 ausgeführt.

Die mittlere nützliche oder effective Dampfspannung p_i für den ganzen Kolbenlauf findet sich durch

$$p_i = p_m - q_m \quad \ldots . 5)$$

und folglich die auf den Kolben übertragene (indicirte) Arbeit des Dampfes pro Hub A_i zu:

$$A_i = F \cdot p_i \cdot l \quad \ldots . 6)$$

oder der indicirte Effect E in Meterkilogrammen beider Cylinder

$$E_i = 2 F p_i \cdot v \quad \ldots . 7)$$

sowie der indicirte Effect der beiden Dampfmaschinen in Pferdekräften N_i (Indicatorpferden)

$$N_i = \frac{2 F p_i \cdot v}{75} \quad \ldots . 8)$$

hierbei wird F zweckmässig in qcm und p_i in kg pro qcm ausgedrückt. Nehmen wir z. B. die Berechnung des auf p. 98 abgedruckten Diagrammes der Maschine »Ampfing« vor. Hier ist aus beiden Diagrammen der Mittelwerth von $p = \frac{87 + 86}{2} + 15 = 101{,}5$ Pfd.; $q = \frac{5 + 4}{2} + 15 = 19{,}5$ Pfd.; $v = 2{,}4$ m; $\frac{l_1}{l} = \frac{0{,}14 + 0{,}19}{2} = 0{,}165$; $\left(\frac{l_1}{l}\right)_r = 0{,}165 + 0{,}2 \cdot \frac{0{,}835}{2{,}4} = 0{,}235$; $\frac{l_2}{l} = \frac{0{,}61 + 0{,}51}{2} = 0{,}56$; $\left(\frac{l_2}{l}\right)_r = 0{,}8 \cdot 0{,}56 = 0{,}45$. Daraus folgt $\frac{p_m}{p} = 0{,}63 - \frac{0{,}63 - 0{,}57}{0{,}05} \cdot 0{,}015 = 0{,}61$; $p_m = 0{,}61 \cdot 101{,}5 = 61{,}9$ Pfd.; ebenso $\frac{q_m}{q} = 1{,}66 - \frac{1{,}66 - 1{,}58}{0{,}04} \cdot 0{,}01 = 1{,}64$ und $q_m = 1{,}64 \cdot 19{,}5 = 32$ Pfd., woraus sich findet $p_i = 61{,}9$ Pfd. $-$ 32 Pfd. $= 29{,}9$ Pfd., was gut mit der Angabe 30 Pfd. im Diagramme passt.

Von der Arbeit, welche der Dampf auf den Kolben übertragen hat, wird ein Theil zur Ueberwindung der Widerstände der Reibungen an den Kräfte übertragenden Maschinentheilen und zur Bewegung der Schieber verwendet. Drücken wir durch p_s den Druck pro Kolbenflächeneinheit aus, welcher diese Widerstände zu überwinden vermag, so bleibt in der Triebachse verwendbar zur Fortbewegung der Locomotive von jedem Kolben die Kolbenkraft

$$P = F(p_i - p_s) \quad \ldots . 9^a)$$

und der Effect beider Cylinder beträgt

$$E = 2 P \cdot v = 2 F (p_i - p_s) v \quad \ldots . 9^b)$$

oder, in Pferdekräften ausgedrückt,

$$N = \frac{2 F p_i \left(1 - \frac{p_s}{p_i}\right) v}{75}.$$

Setzen wir $1 - \frac{p_s}{p_i} = \eta_m$, so folgt

$$P = \eta_m \cdot F \cdot p_i \quad \ldots . 10^a)$$

und

$$N = \eta_m \frac{2 F p_i v}{75} \quad \ldots . 10^b)$$

Der Coëfficient η_m oder das Güteverhältniss der Dampfmaschine fällt um so kleiner aus, je schwächer die Füllung genommen wird, weil die Widerstände nicht

in demselben Maasse wie der Effect abnehmen. Die Werthe η_{lm} der folgenden Tabelle sind für mittlere Verhältnisse angemessen, sie können aber für sehr gute Beschaffenheit der Maschine um 0,05 höher gerechnet werden.

Werthe für η_{lm}.

$\frac{l_1}{l} =$	0,7 oder mehr	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\eta_{lm} =$	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,72	0,62

Für die Maschine »Ampfing« hatten wir oben $p_i = 29{,}9$ Pfd. pro □″ engl. oder 2 kg pro qcm gefunden; da der Cylinderdurchmesser 16″ engl. = 40,5 cm und $F = 1288$ qcm beträgt, so ergiebt sich bei der Kolbengeschwindigkeit von 7,9′ engl. oder 2.4 m

$$N = 0{,}68 \cdot \frac{2 \cdot 1288 \cdot 2 \cdot 2{,}4}{75} = 112.$$

§ 9. Stündlicher Dampf- und Brennmaterialaufwand für eine Pferdekraft. Vortheile der Expansion. — Bei jedem Kolbenschube wird ein Dampfvolumen in den Cylinder geführt, welches gleich ist dem vom Kolben bis zur Expansion durchlaufenen Volumen plus dem Volumen des schädlichen Raumes minus dem auf die Spannung p des zutretenden Dampfes reducirten Volumen des comprimirten Dampfes, oder in Cubikmetern und den Bezeichnungen des vorigen Capitels ausgedrückt

$$\frac{F}{10000}\left[l_1 + ml - \frac{q}{p}(l_2 + ml)\right] = \frac{Fl}{10000}\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right],$$

worin F in Quadratcentimetern anzugeben ist. Drückt γ das in der Tabelle p. 38 u. f. enthaltene Gewicht eines Cubikmeters Dampf von der Spannung p aus, so erhält man das bei n Umdrehungen der Triebachse in einer Minute stündlich verbrauchte Dampfgewicht in beiden Cylindern

$$(1 + \sigma)\,\gamma\,\frac{2Fl}{10000}\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right] \cdot 2 \cdot n \cdot 60.$$

Im Kessel muss wegen der durch Undichtigkeiten, sowie aus der Condensation des Dampfes in den Leitungsröhren und Cylindern entstehenden Verluste ein grösseres Dampfgewicht D erzeugt werden. Berücksichtigen wir diese Verluste durch den Factor $(1 + \sigma)$ und führen $\frac{2ln}{60} = v$ ein, so ergiebt sich das stündlich im Kessel zu erzeugende Dampfgewicht D

$$D = (1 + \sigma)\,\gamma \cdot 0{,}36 \cdot 2Fv\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right] \quad \ldots \; 1)$$

Dividiren wir 1) durch 10ᵇ) des vorigen Paragraphen, so findet sich das Dampfgewicht $\frac{D}{N}$, welches stündlich pro Pferdekraft verbraucht wird, zu

$$\frac{D}{N} = \frac{27\,(1 + \sigma)\,\gamma\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right]}{\eta_{lm} \cdot p_i} \quad \ldots \; 2)$$

Um den Einfluss der verschiedenen Dampfspannungen und Füllungsgrade auf den Dampfverbrauch zu zeigen, ist nach 2) mit Hülfe der Gleichungen 1—5 des vorigen Paragraphen die folgende Tabelle berechnet worden unter Annahme der nachstehenden Verhältnisse:

$v = 3$ m, um einen mittleren Rückdruck q zu haben; Aussencylinder (für Innencylinder muss der Dampfverbrauch etwas kleiner ausfallen wegen des besseren Schutzes gegen Abkühlung); $\frac{F}{f_a} = 12$; $\frac{F}{f_b} = 16$.

Bei	$\frac{l_1}{l} = 0{,}7$	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
ist gesetzt	$\frac{l_2}{l} = 0{,}09$	0,12	0,16	0,20	0,26	0,32	0,40
	$1 + \sigma = 1{,}05$	1,06	1,06	1,065	1,07	1,09	1,14

Die Compressionsstrecke $\frac{l_2}{l}$ ist unter der Annahme einer inneren Deckung = 0 und eines constanten Voreilens, welches die Mitte zwischen zu- und abnehmendem Voreilen hält, aus dem Schieberdiagramme (siehe Capitel VIII) gefunden worden. Die Einführung steigender Werthe für $1 + \sigma$ mit abnehmender Füllung erscheint der Natur der Sache angemessen.

Mittlerer Kolbendruck und stündlicher Dampfverbrauch pro Pferdekraft.

$\frac{l_1}{l}$	$p = 4$				$p = 6$				$p = 8$				$p = 10$			
	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$
0,7	3,84	1,33	2,51	22,6	5,76	1,58	4,18	20,0	7,68	1,78	5,90	18,7	9,60	2,06	7,54	18,1
0,6	3,68	1,33	2,35	21,0	5,52	1,58	3,94	18,7	7,36	1,81	5,55	17,4	9,20	2,06	7,14	16,8
0,5	3,52	1,35	2,17	18,9	5,28	1,59	3,69	16,7	7,04	1,82	5,22	15,6	8,80	2,06	6,74	15,05
0,4	3,24	1,37	1,87	17,5	4,86	1,59	3,27	15,2	6,48	1,82	4,66	14,2	8,10	2,04	6,06	13,6
0,3	2,96	1,40	1,56	15,4	4,44	1,61	2,83	13,5	5,92	1,82	4,10	12,2	7,40	2,02	5,38	11,7
0,2	2,52	1,43	1,09	14,2	3,78	1,64	2,14	12,0	5,04	1,82	3,22	11,0	6,30	2,02	4,28	10,6
0,1	2,00	1,46	0,54	12,3	3,00	1,63	1,37	10,0	4,00	1,79	2,21	9,6	5,00	1,97	3,03	9,2

Diese Tabelle zeigt zunächst für dieselbe Füllung $\frac{l_1}{l}$ die Abnahme des Dampfverbrauchs pro Stunde und Pferd durch die Steigerung der Dampfspannung; indessen wird die Verminderung um so geringer, je höher die Dampfspannung bereits war. Durch Einführung von 12 Atm. würde gegen 10 Atm. keine nennenswerthe Verbesserung mehr eintreten, ja, weil die höheren Dampfspannungen unter sonst gleichen Umständen $1 + \sigma$ vergrössern und die Dichtungen immer schwieriger werden, jede Spur einer Verbesserung verschwinden. Diese Erscheinung hat ihren Grund in

Eine Vergrösserung der Leistung der Maschine ist umgekehrt zunächst mit einem höhern Dampfverbrauch pro Stunde und Pferd verbunden (wenn sie nicht durch weiteres Oeffnen des Regulators bei angemessen hoher Kesselspannung hervorgebracht wird) und sodann mit einer grösseren Verdampfungsstärke derselben Heizfläche, was wiederum ungünstig für den Kohlenverbrauch ausfällt. Man soll daher mit der Heizfläche nicht zu karg sein und die Maschine für eine Leistung construiren, welche der Maximalleistung nahe kommt.

Mit der Expansion wächst der Cylinderdurchmesser, grössere Geschwindigkeit des Kolbens vermindert ihn dagegen. Weil der verfügbare Raum die Cylinderdimensionen in enge Grenzen einschliesst, muss man die Expansion um so geringer nehmen, je kleiner die Kolbengeschwindigkeit ausfällt, d. h. bei Güterzugmaschinen stärkere Füllung als bei Personenzugmaschinen anwenden. Der dadurch den ersteren Maschinen erwachsende Nachtheil in Bezug auf Brennmaterialverbrauch wird durch die bei ihnen der Adhäsion wegen vorhandene grössere Heizfläche wieder ausgeglichen.

Setzen wir eine bestimmte Füllung und Dampfspannung für eine Maschinengattung fest, so ist nach den vorstehenden Formeln und Tabellen $\frac{D}{N}$ zu berechnen; aus der weiteren Annahme der Verdampfungsstärke $\frac{D}{H}$ pro Quadratmeter Heizfläche folgt auch $\frac{D}{B}$ oder das Dampfgewicht pro Kilogramm Brennmaterial nach p. 135. Die Quotienten

$$\frac{\frac{D}{H}}{\frac{D}{N}} = \frac{N}{H} \text{ und } \frac{\frac{D}{N}}{\frac{D}{B}} = \frac{B}{N} \quad \ldots \ldots 3)$$

zeigen die Zahl der Pferdekräfte, welche ein Quadratmeter Heizfläche liefert, wenn auf jede Pferdekraft $\frac{B}{N}$ kg Brennmaterial verbrannt werden. Für die jetzt üblichen Dampfspannungen von 8—10 Atm. (7—9 Atm. Ueberdruck) im Cylinder sind die mittleren Resultate in folgender Tabelle zusammengestellt.

Maschinengattung	$\frac{l_1}{l}$	$\frac{p_i}{p}$	$\frac{D}{N}$	$\frac{D}{H}$	$\frac{N}{H}$	$\frac{D}{B}$		$\frac{B}{N}$	
						Coke	Kohlen	Coke	Kohlen
Schnellzugmaschinen . .	0,25	0,45	11,5	43	3,75	5,7	5,0	2	2,3
Personenzugmaschinen .	0,30	0,5	12	39	3,25	5,9	5,3	2	2,3
Güterzugmaschinen. . .	0,40	0,6	13,5	34	2.5	6,4	5,75	2,1	2,35
Gebirgsmasch. (Güterz.)	0,50	0,7	14,5	31	2,15	6,6	6	2,2	2,4

Beachtenswerth ist die Steigerung des Dampfverbrauchs $\frac{D}{N}$ pro Stunde und Pferd mit der Cylinderfüllung; die Tabellenwerthe entsprechen der Beziehung

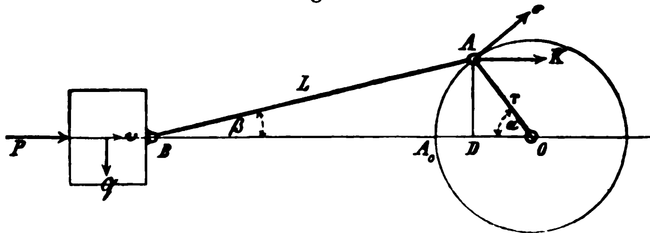
$$\frac{D}{N} = 8,5 + 12\,\frac{l_1}{l} \quad \ldots \ldots \ldots 4)$$

sehr gut, wie bereits von Clark mit etwas abweichenden Constanten angegeben worden

kaum gerechtfertigt erscheinen, wenn man noch beachtet, dass die während der Anfahrt, bei Gegendampf und im Falle starker Steigungen eintretende Nothwendigkeit eines directen Einlasses von Kesseldampf in den grossen Cylinder Veranlassung zu complicirten Dampfvertheilungs-Einrichtungen giebt. Auch entsteht aus der im Allgemeinen vorhandenen Verschiedenheit der Triebkräfte beider Cylinder der Compound-Maschinen ein Nachtheil für den guten Gang der Locomotive, zu dessen Beseitigung man sich zur Anwendung Woolf'scher Zwillingsmaschinen (mit 4 Cylindern) entschliessen müsste.

§ 10. Einfluss der Massen des Kolbens, Kreuzkopfes, der Kolbenstange und Schubstange auf den Triebdruck. — Der auf den Kolben übertragene Dampfdruck P hat während der ersten Hälfte des Kolbenschubes zunächst die angeführten Massen zu beschleunigen, und nur der dazu nicht erforderliche Theil der Kraft pflanzt sich auf den Kurbelzapfen fort. In der andern Hälfte des Kolbenlaufes müssen dagegen die Massen wieder verzögert werden, so dass dieselben am Ende des Kolbenschubes zur Ruhe gelangen; es verstärkt sich dadurch der Druck auf den Kurbelzapfen. Die Massen beeinflussen also den Triebdruck, und wir müssen daher diesen Einfluss durch Rechnung festzustellen suchen.

Fig. 7.



Befindet sich der Kurbelzapfen A (Fig. 7) unter dem Bogen α hinter dem todten Punkte A_0, so steht der Kreuzkopf B um ein Stück s hinter der äussersten Stellung, welches bei grosser Schubstangenlänge L gegen den Kurbelhalbmesser r ist

$$A_0 D = s = r\,(1 - \cos\alpha),$$

woraus die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes sich findet zu

$$v = \frac{ds}{dt} = r \sin\alpha \frac{d\alpha}{dt} = c \sin\alpha,$$

wenn c die als constant anzusehende Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bezeichnet. Für die Acceleration der Kreuzkopfbewegung daselbst erhalten wir $\frac{dv}{dt} = c \cos\alpha \frac{d\alpha}{dt}$ oder, weil $\frac{r\,d\alpha}{dt} = c$ ist,

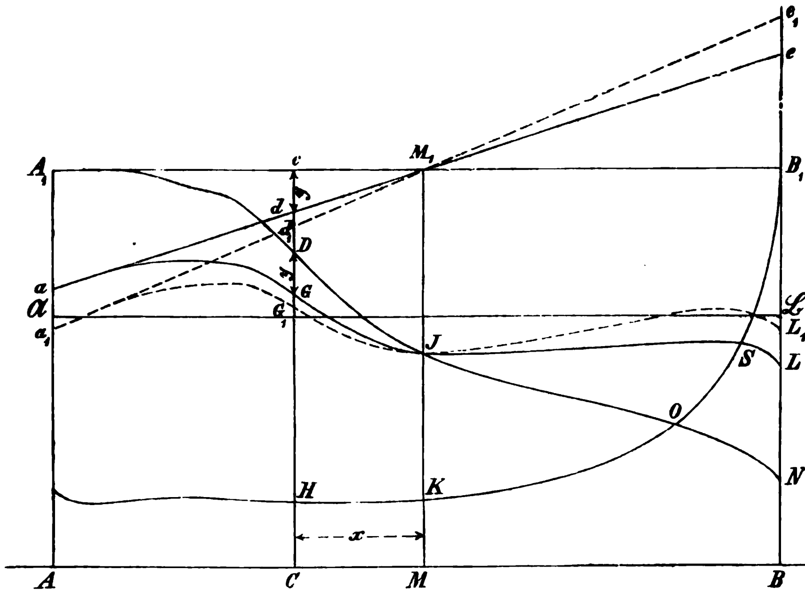
$$\frac{dv}{dt} = \frac{c^2 \cos\alpha}{r}.$$

Dieselbe Bewegung macht der Kolben mit seiner Stange und, wenn wir von dem hier nicht in Betracht kommenden Ausschlage β der Schubstange aus der Richtung der Kolbenstange absehen, auch die Schubstange. Ist daher $\mathfrak{Q}$ das Gewicht dieser Theile und g die Erdacceleration, so beträgt die zur Beschleunigung der Masse erforderliche horizontale Kraft in der betreffenden Kolbenstellung B

$$\frac{\mathfrak{Q}}{g} \cdot \frac{c^2 \cos\alpha}{r}.$$

die effective Kolbenkraft und cd der Beschleunigungsdruck y; setzt man von DH am obern Ende $DG = cd$ ab, so bleibt als Kurbelzapfendruck HG übrig; in M fallen Kurbel- und Kolbenkraft gleich JK aus und hinter M sind die Kolbenkräfte um die Beschleunigungsdrücke (bez. Verzögerungsdrücke) zu vergrössern. Die Endpunkte der Kurbelkraftordinaten bilden die Curve $aGJL$, welche von der den mittleren treibenden Dampfdruck angebenden Geraden $\mathfrak{A}\mathfrak{B}$ viel weniger abweicht als die Kolbenkraftcurve A_1DJN. Ohne den Einfluss der Massen würde die effective Kurbelkraft schon in O verschwinden, während sie jetzt bis S anhält.

Fig. 8.



Das in Fig. 8 gezeichnete Diagramm ist von Bauschinger an der Maschine »Neue Ampfing« bei $\frac{l_1}{l} = 0,21$ genommen worden, als die Kolbengeschwindigkeit 11,3′ engl. $= 3,44$ m und sonach $c = \frac{\pi}{2} \cdot 3,44 = 5,4$ m betrug. Da über das Gewicht der Massen keine Angaben vorlagen, so wurde dasselbe zu 300 kg angenommen. Es berechnet sich bei $r = 0,3$ m der grösste Beschleunigungsdruck zu $\frac{300}{9,81} \cdot \frac{5,4^2}{0,3} = 2972$ kg oder 6552 Pfd. engl., mithin auf jeden □″ engl. der 201 □″ haltenden Fläche des Kolbens von 16″ Durchmesser $\frac{6552}{201} = 32,6$ Pfd., welche Zahl als A_1a im Maassstabe des Indicatordiagramms aufgetragen wurde. Eine Steigerung der Kolbengeschwindigkeit auf 4 m hätte die Curve $a_1G_1JL_1$ gezogen, welche die mittlere Kraftlinie viermal durchschneidet, und daher noch weniger von der mittleren Kraft abweichende Kolbenkräfte zur Folge gehabt.

Bei starken Expansionen ist daher ein angemessen grosser Beschleunigungsdruck für die Gleichförmigkeit des Ganges der Maschine sehr wichtig und wird derselbe ohne erhebliche Masse durch eine grosse Kolbengeschwindigkeit erzielt, weshalb starke Expansion und grosse Kolbengeschwindigkeit vereinigt vorkommen sollen, wie

dies auch bei den Personenzugmaschinen geschieht. Die Kolbengeschwindigkeit der Güterzugmaschinen ist geringer und daher der Beschleunigungsdruck kleiner, aber hier fallen die Kolbenkräfte wegen der stärkeren Füllung schon an und für sich gleichförmiger als bei den Personenzugmaschinen aus.

§ 11. Bewegung, Zugkraft und Effect der Locomotive. — Für diese Untersuchung denken wir der Einfachheit wegen den Rahmen, das Triebrad und die Kurbel in einer Ebene liegend; es fällt dann die Zerlegung der Kräfte nach den verschiedenen Stützpunkten der Achsen weg, welche das Resultat dieses Paragraphen nicht ändern und die Ausdrucksweise nur weitschweifig machen würde. Wir nehmen ferner die Theile, welche sich mit der Achse drehen, als gehörig ausbalancirt an; dann fällt der Schwerpunkt der sich drehenden Masse in die Drehungsachse und das Gewicht der Masse bleibt ohne Einfluss auf das Drehungsmoment. Endlich setzen wir eine horizontale Lage des Cylinders voraus.

Der effective Druck P_d des Dampfes auf den Kolben sei zerlegt in den Beschleunigungsdruck (§ 10) und in P, den Theil, welcher nach Abzug des erstern für die Umdrehung der Kurbel bleibt. Die Kraft P in der Kolbenstange ruft wegen des bei dem Kurbeldrehungswinkel α (Fig. 9), vom todten Punkte aus gerechnet, eintretenden

Fig. 9.

Winkels β zwischen der Kolbenstange JK und der Schubstange BK in der letzteren eine Kraft $\frac{P}{\cos\beta}$ hervor und presst den Kreuzkopf mit $P\,tg\,\beta$ gegen die Gleitbahn aufwärts beim Vorwärtsfahren, für welches die Pfeilrichtungen gelten. Die erste Componente wird auf den Kurbelzapfen und das Triebrad übertragen. Das Rad hat zwei um den Halbmesser $\mathfrak{R}$ des Triebrades entfernte Stützpunkte A und C zur Aufnahme der Kraft $\frac{P}{\cos\beta}$, nämlich die Schiene vermöge der Reibung zwischen Rad und Schiene und die Achsgabel in dem durch den Zugwiderstand zurückgehaltenen Rahmen. Befinden sich die Theile in der in Fig. 9 ausgezogenen Stellung, so liegt die Kraft $\frac{P}{\cos\beta}$ zwischen den Stützen; sie vertheilt sich auf dieselben nach dem Satze der statischen Momente, wie folgt. Nimmt man C als Momentenpunkt, so berechnet sich der auf die Schienen fallende Theil S aus

$$S\cdot\overline{AC}=\frac{P}{\cos\beta}\cdot\overline{CD}=P\cdot\overline{CG}$$

zu

$$S = P \frac{\overline{CG}}{\overline{AC}} = P \cdot \frac{\overline{CG}}{\mathfrak{R}} \quad \ldots \quad 1^a)$$

oder, da in dem Dreiecke BCG $\frac{CG}{BC} = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$ ist,

$$S = P \cdot \frac{r}{\mathfrak{R}} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad \ldots \quad 1^b)$$

Wird dagegen A als Momentenpunkt gewählt, so folgt der Druck F gegen die Achsgabel aus

$$F \cdot \overline{AC} = \frac{P}{\cos\beta} \cdot \overline{AE} = P \cdot \overline{AG}$$

zu

$$F = P \cdot \frac{\overline{AG}}{\overline{AC}} = P \cdot \frac{\overline{AG}}{\mathfrak{R}} \quad \ldots \quad 2^a)$$

oder auch

$F = P \cdot \frac{\mathfrak{R} - \overline{CG}}{\mathfrak{R}}$, woraus sich mit Rücksicht auf 1) ergiebt

$$F = P - P \cdot \frac{r}{\mathfrak{R}} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad \ldots \quad 2^b)$$

S und F bilden zusammen die Kolbenstangenkraft P; die Verticalcomponente $P \operatorname{tg} \beta$, welche durch die schiefe Richtung von $\frac{P}{\cos\beta}$ gegen AC entsteht, wird von dem Rade auf die Schiene übertragen und vergrössert die Pressung N zwischen Rad und Schiene.

Der Cylinder überträgt auf den Rahmen, mit dem er fest verbunden ist, die von dem Dampfe gegen den Cylinderdeckel ausgeübte Kraft, welche mit P_d gleiche Grösse, aber ihr entgegengesetzte Richtung, hier nach vorwärts, besitzt. Der Abzug des entgegenwirkenden Achsgabeldruckes F von der Cylinderkraft liefert die in dem Rahmen resultirende vorwärts gerichtete Kraft

$$P_d - F = P \cdot \frac{r}{\mathfrak{R}} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + (P_d - P) \quad \ldots \quad 3^a)$$

Dasselbe Resultat findet sich für die Bewegung der Kurbel durch die andere halbe Umdrehung; die dann eintretende Stellung der Theile ist in Fig. 9 punktirt worden. Hier wirkt $\frac{P}{\cos\beta}$ in der Schubstange ziehend und greift ausserhalb der Radstützen A und C an. Für C als Momentenpunkt ist

$$S = \frac{P}{\cos\beta} \cdot \frac{CD_1}{AC} = P \cdot \frac{CG_1}{AC} = P \frac{r}{\mathfrak{R}} \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos\beta},$$

während A als Momentenpunkt liefert

$$F = \frac{P}{\cos\beta} \cdot \frac{AE_1}{AC} = P \cdot \frac{AG_1}{AC} = P \frac{AC + CG_1}{AC} P = P + P \cdot \frac{r}{\mathfrak{R}} \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos\beta}.$$

Der Rahmen wird durch die Kraft F vorwärts und durch den Cylinderdruck P_d rückwärts getrieben; es resultirt also die vorwärts gerichtete Rahmenkraft

$$F - P_d = P \frac{r}{\mathfrak{R}} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos\beta} - (P_d - P) \quad \ldots \quad 3^b)$$

Durch Einsetzen von $\pi - \alpha_1$ für α geht $\sin(\alpha - \beta)$ in $\sin(\alpha_1 + \beta)$ über, wie oben in 3^a), so dass die zur Cylinderachse symmetrischen Kurbelstellungen α und α_1 gleiche Werthe für S liefern.

Eine Bewegung entsteht, wenn eine der beiden Stützen des Rades weicht; für

$$Z_{max} = P\frac{r}{\Re}\left(\sqrt{2}+\frac{r}{L}\right) \quad . \; . \; . \; . \; 4)$$

Soll die Herstellung der Zugkraft in jedem Augenblicke gesichert sein, so darf S für beide Cylinder nie grösser als die Reibung fN der Triebräder werden, welche bei einer Pressung N der Räder auf die Schienen und dem Reibungscoëfficienten f stattfindet, weil sonst ein Gleiten der Räder eintreten und der fN überschiessende Theil von S vom Achslager aufgenommen würde, wodurch er für die Zugkraft verloren ginge. Wir nehmen zunächst an, dass dieser Bedingung genügt, also

$$Z_{max} < fN \quad . \; . \; . \; . \; 5)$$

sei. Dies ist wegen der Einwirkung der Pressungen $P \operatorname{tg} \beta$ beim Vorwärtsfahren sicherer als beim Rückwärtsgange erfüllt, wenn vorn eine Laufachse liegt.

Durch eine geneigte Lage des Cylinders wird die Kraft S und folglich auch die Zugkraft nicht geändert, dagegen fällt die Pressung zwischen Rad und Schiene um so veränderlicher aus, je stärker die Cylinderneigung ist, weshalb man letztere so viel als möglich zu vermeiden hat.

Der mittlere Werth Z der Zugkraft findet sich aus der Gleichheit ihrer Arbeit während einer Triebradumdrehung mit der Arbeit der mittleren Kolbenkräfte in den beiden stattfindenden Kolbenschüben, wie bei dem gewöhnlichen Kurbelmechanismus, d. i. aus

$$Z \,.\, 2\Re\pi = 2P \,.\, 4r$$

zu

$$Z = \frac{4}{\pi}P\frac{r}{\Re} = \frac{4}{\pi}\cdot P \cdot \frac{l}{\mathfrak{D}} \quad . \; . \; . \; . \; 6)$$

In dem zweiten Ausdrucke für Z bezeichnet l den Kolbenschub und $\mathfrak{D}$ den Durchmesser des Triebrades, welche Grössen gewöhnlich zur Ausrechnung benutzt werden. Ermittelt man noch P aus der Kolbenfläche $F = \frac{d^2\pi}{4}$ und der effectiven Dampfspannung p_i mit Berücksichtigung des Verlustes an Triebkraft durch die Reibung der Maschinentheile u. s. w. zu $\eta_m p_i \frac{d^2\pi}{4}$, so folgt

$$Z = \eta_m p_i d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} \quad . \; . \; . \; . \; 7)$$

Hiernach fällt die Zugkraft einer Locomotive unter sonst gleichen Verhältnissen der Dampfspannung und dem Volumen $\frac{d^2\pi}{4} l$ der Cylinder direct, dem Triebraddurchmesser dagegen indirect proportional aus. Um eine bedeutende Zugkraft bei einem gewissen Dampfdrucke äussern zu können, sind grosse Cylinder mit starker Füllung und kleine Triebräder zweckmässig. Dieselben werden daher für die langsamfahrenden Güterzugmaschinen angewendet, während für die Personenzugmaschinen, welche kleine Zugkräfte bei grossen Fahrgeschwindigkeiten zu äussern haben, kleine Cylinder mit schwacher Füllung und grosse Triebräder entsprechend sind.

Schliesst man sich den mittleren Verhältnissen der Tabellen auf S. 160 und 163 an, so berechnet sich die während des Beharrungszustandes ausgeübte mittlere Zugkraft bei

$$\left.\begin{array}{lll} \text{Schnellzugmaschinen} \dots & 0{,}34\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} & \text{resp. } 0{,}36\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} \\ \text{Personenzugmaschinen} \dots & 0{,}38\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} & \text{resp. } 0{,}40\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} \\ \text{Güterzugmaschinen} \dots & 0{,}46\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} & \text{resp. } 0{,}49\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} \\ \text{Gebirgsgüterzugmaschinen} \dots & 0{,}55\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} & \text{resp. } 0{,}58\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} . \end{array}\right\} \quad \dots \quad 7^a)$$

Die grösseren Coëfficienten gelten für sehr gute Unterhaltung der Maschinen.

Das Verhältniss der Maximalzugkraft zu der mittleren Zugkraft während derselben Umdrehung findet sich durch Division von 4) und 6) zu

$$\frac{Z_{max}}{Z} = \frac{\pi}{4}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right) \quad \dots \quad 8)$$

Die Abweichungen der Zugkraft von ihrem mittleren Werthe, welcher im Beharrungszustande dem Widerstande des Zuges gleich sein und im Anlaufe denselben um den zur Beschleunigung des Zuges erforderlichen Werth übertreffen muss, werden durch die lebendige Kraft der Locomotive ausgeglichen. Bei der bedeutenden Masse einer Locomotive entstehen durch die Aufnahme oder Abgabe der Differenz zwischen der Arbeit der Zugkraft und der Arbeit des Widerstandes so kleine Geschwindigkeitsänderungen, dass wir dieselben unbeachtet lassen können. Der Nachweis ist ganz derselbe wie bei einem Schwungrade. Wir sehen daher die fortschreitende Bewegung einer Locomotive im Beharrungszustande als eine gleichförmige an.

Während des Anfahrens muss die Zugkraft stets grösser bleiben als der sich darbietende Zugwiderstand, damit noch Kraft zur Beschleunigung der Zugmasse übrig bleibt. Sorgt man bei richtiger Dampfspannung durch ausreichende Heizfläche und gehörige Feuerung dafür, dass der Dampfverbrauch in den Cylindern stets wieder durch die Dampferzeugung im Kessel ersetzt wird, so bleibt die Dampfspannung im Cylinder auf ihrer Höhe und es lässt sich jede beliebige Geschwindigkeit des Zuges herstellen. Bei einer beschränkten Heizfläche tritt indessen der Fall ein, dass der sich mit der Geschwindigkeit steigernde Dampfabgang durch die stärkste Feuerung nicht wieder ersetzt werden kann; dann sinkt die Dampfspannung, der Ueberschuss der Zugkraft über den Zugwiderstand hört auf und folglich auch die Geschwindigkeitszunahme, der Zug läuft mit der einmal erlangten Geschwindigkeit fort, bei welcher sich Dampfverbrauch und Dampferzeugung in's Gleichgewicht stellen. Hat dagegen der Zug die verlangte Geschwindigkeit angenommen, und ist die Zugkraft noch grösser als der Zugwiderstand W geblieben, so muss durch Vergrösserung der Expansion oder auch, weniger gut, durch geringere Regulatoröffnung der Druck p_i und somit die Zugkraft Z auf den Zugwiderstand W reducirt, zugleich auch die Dampfproduction durch schwächeres Feuer entsprechend gemässigt werden.

Die Bestimmung des mittleren Werthes der Zugkraft Z_a während des Anfahrens oder der Anzugskraft kann mit Hülfe der genauen Rechnung im § 32 des zweiten Capitels geschehen oder kürzer und mit hinreichender Genauigkeit durch folgenden Weg.

Es sei

Q das Gewicht der Maschine }
T das des Zuges } in Tonnen à 1000 kg,
W_0 der anfängliche Zugwiderstand (ohne Geschwindigkeit) (AD),

W der Zugwiderstand oder die Zugkraft bei der normalen Geschwindigkeit (BE),

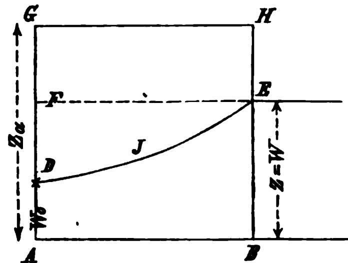
Z_a der mittlere Werth der Anzugskraft (AG) während des Anfahrens bis zur Erreichung von

V der verlangten Zuggeschwindigkeit in Metern pro Secunde,

g die Acceleration der Schwerkraft und

t die Anzahl Secunden, welche während des Anfahrens verfliessen dürfen.

Fig. 10.



Sehen wir die Bewegung des Zuges als eine von der gleichförmig beschleunigten nicht wesentlich abweichende an, so wird während des Anfahrens der Weg $\frac{V \cdot t}{2} = AB$ vom Zuge zurückgelegt. Tragen wir die zurückgelegten Wege des Zuges als Abscissen von A aus und die entsprechenden Zugwiderstände und Zugkräfte als Ordinaten dazu auf, so erhalten wir als Widerstandslinie DJE eine Curve, die wir annäherungsweise als Parabel mit DF als Achse auffassen wollen. Die von dem veränderlichen Zugwiderstande aufgezehrte Arbeit entspricht der Fläche der Figur $ABED$, während die von der Zugkraft Z_a gelieferte Arbeit durch die Fläche des Rechtecks $AGHB$ dargestellt wird; die Fläche der Figur $DJEHG$ giebt daher den am Ende des Anlaufs in Form von lebendiger Kraft aufgesammelten Ueberschuss der bewegenden Arbeit über die widerstehende an. Aus der entsprechenden Gleichung

$$\frac{1000}{g}(Q+T)\frac{V^2}{2} = (Z_a - W)\frac{V \cdot t}{2} + \frac{2}{3}(W - W_0)\frac{Vt}{2}$$

folgt

$$Z_a = \frac{W + 2W_0}{3} + 1000(Q+T) \cdot \frac{V}{gt} \quad . \; . \; . \; . \quad 8^a)$$

Geben wir die Zugwiderstände und Zugkräfte durch die Werthe pro Tonne des Zuggewichts incl. Maschine an und setzen sie w, w_0, z, z_a, so kann geschrieben werden $W = (Q+T)w$, $W_0 = (Q+T)w_0$, $Z_a = (Q+T)z_a$, und dann ist

$$z_a = \frac{w + 2w_0}{3} + 1000 \cdot \frac{V}{gt} \quad . \; . \; . \; . \quad 8^b)$$

Der mittlere Werth der Anzugskraft berechnet sich für alle Maschinen bei $^3/_4$ Füllung des Cylinders analog 7ª) zu

$$Z_a = 0{,}7\, p d^2 \frac{l}{\mathfrak{D}} \quad . \; . \; . \; . \quad 8^c)$$

Um einen Zug selbst dann in Gang bringen zu können, wenn eine Kurbel in ihrem todten Punkte steht, also der kleinste Werth $\eta_m (p-1)\frac{d^2\pi}{4} \cdot \frac{l}{\mathfrak{D}}$ der Anzugskraft vorhanden ist, müssen die Cylinder von solcher Grösse sein, dass bei weit vorgelegtem Steuerungshebel — stärkster Füllung — und weit geöffnetem

$$V = \frac{75 \left(\frac{N}{H}\right) H}{(T + Q) z} \quad \ldots \quad 13^{a})$$

$$T = \frac{75 \left(\frac{N}{H}\right) H}{z \cdot V} - Q \quad \ldots \quad 13^{b})$$

Hierbei ist V in Metern pro Secunde einzuführen; sollte die Geschwindigkeit $\mathfrak{V}$ in Kilometern pro Stunde gegeben sein, so hat man zwischen beiden Werthen die einfache Beziehung

$$3{,}6 \cdot V = \mathfrak{V} \text{ oder } V = 0{,}278\, \mathfrak{V} \quad \ldots \quad 14)$$

Der Werth z der Zugkraft pro Tonne des Gewichtes des Zuges incl. Maschine muss den vorliegenden Verhältnissen gemäss bestimmt werden, worüber im zweiten Capitel ausführlich gesprochen ist. Man hüte sich nur, aus den zahlreichen zum Theil sehr abweichenden Angaben einen Werth zu wählen, der in z den Widerstand der Dampfmaschine als solcher mit einschliesst, denn diesen haben wir bereits richtiger bei der Dampfmaschine durch η_m berücksichtigt. Hier handelt es sich nur um den Widerstand des Wagens der Dampfmaschine, und da dieser von dem gewöhnlichen Wagenwiderstande nicht wesentlich abweicht, so genügt es, bei der unsichern Bestimmung der betreffenden Zahlen denselben Werth z für Wagen und Locomotive zu benutzen. Wir werden für unsre Beispiele die einfache Clark'sche Formel mit etwas modificirten Coëfficienten benutzen. Darnach beträgt unter günstigen Verhältnissen (schwere Züge über 100 Tonnen, gut unterhaltene Wagen und Bahn, Curven mit grossen Radien, schwacher Wind)

$$z = 2{,}25 + \frac{V^2}{80} \pm 1000\, i \quad \ldots \quad 15^{a})$$

und unter ungünstigen Verhältnissen

$$z = 4 + \frac{V^2}{50} \pm 1000\, i \quad \ldots \quad 15^{b})$$

Hierin ist
z die Zugkraft in kg pro Tonne des ganzen Zuggewichts incl. Maschine,
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Secunde,
i das Steigungsverhältniss der Bahn,
$+$ gilt natürlich für die Bergfahrt,
$-$ für die Thalfahrt ohne Gebrauch der Bremse.

Beispiel. Welche Last kann eine Maschine von 100 qm Heizfläche und einem Gewicht von 32 t ausser dem Tender von 20 t Gewicht fortschaffen auf einer Horizontalen mit 25 m Geschwindigkeit bei der für Schnellzugmaschinen normalen stündlichen Verdampfung von 43 kg pro qm Heizfläche?

Es ist nach Tabelle p. 163 $\frac{N}{H} = 3{,}75$ und nach 15^a) $z = 10$, womit die Gleichung 13^b) liefert $T = \frac{75 \cdot 3{,}75 \cdot 100}{10 \cdot 25} - 32 = 80{,}5$,
so dass nach Abzug des Tendergewichts 60,5 t als fortzuschaffende Last bleibt. Der Effect der Locomotive in Pferdekräften beträgt $N = 3{,}75\, H = 375$, und folglich der stündliche Dampfverbrauch $D = \left(\frac{D}{N}\right) \cdot N = 11{,}5 \cdot 375 = 4312{,}5$ kg bei einem stündlichen Aufwande von Kohlen $B = \left(\frac{B}{N}\right) N = 2{,}3 \cdot 375 = 862{,}5$ kg. Jede Tonne der nützlich geförderten Last erfordert $\frac{862{,}5}{60{,}5} = 14{,}3$ kg Kohlen stündlich.

Verlangt man von derselben Maschine die Beförderung von 80 t oder 132 t incl. Maschine und Tender oder einen Effect von $\frac{132 \cdot 10 \cdot 25}{75} = 440$ Pferden, also auf einen Quadratmeter Heizfläche 4,4 Pferde, so ist $\frac{D}{H}$ zu steigern. Die Steigerung der stündlichen Dampfproduction muss aber in einem stärkeren Maasse als die des Effects geschehen, weil die im Verhältniss 132 : 112 erhöhte Zugkraft für p_i statt 0,45 p jetzt 0,53 p, d. i. eine grössere Füllung bedingt; unter diesen Verhältnissen kommen nach der Tabelle p. 163 auf jede Pferdekraft etwa 12,5 kg Dampf d. i. im Ganzen $440 \cdot 12{,}5 = 5500$ kg oder pro qm Heizfläche 55 kg stündlich. Eine solche Dampfproduction ist laut Tabelle p. 135 nur zu erreichen, wenn man für je 4,2 kg Dampf 1 kg Kohlen aufwendet, mithin in einer Stunde $\frac{5500}{4{,}2} = 1310$ kg, was für jede Pferdekraft $\frac{1310}{440} = 3$ kg und für eine Tonne der Nutzlast $\frac{1310}{80} = 16{,}4$ kg ausmacht. Der Transport ist also kostspieliger geworden.

Zweckmässiger würde man für den Transport von 80 t eine Maschine mit grösserer Heizfläche verwenden, um die grosse Dampfproduction pro qm zu vermeiden. Nehmen wir eine solche mit 120 qm in Dienst, welche etwa 36 t wiegen wird, so beträgt der Effect allerdings $\frac{(80 + 36 + 20)\,10 \cdot 25}{75} = 453$ Pferdekräfte statt 440; aber $\frac{N}{H}$ hat nun den normalen Werth $\frac{453}{120} = 3{,}77$. Wir gebrauchen jetzt stündlich $11{,}5 \cdot 453 = 5210$ kg Dampf und $2{,}3 \cdot 453 = 1042$ kg Kohle, was pro Tonne Nutzlast $\frac{1042}{80} = 13$ kg ausmacht, also weniger als in den vorgehenden Fällen. Der Nutzen grosser Heizflächen dürfte aus dieser Vergleichung hervorgehen.

Mit Hülfe der Gleichung 13^b) lässt sich der Dampf- und Brennmaterialverbrauch für die Tonne der nützlichen Last berechnen, welche eine Locomotive mit bestimmter Geschwindigkeit fortschafft. In der Last T ist für den Fall einer Maschine mit besonderem Tender das Gewicht T_t desselben enthalten; nach Abzug desselben von T erhalten wir das Gewicht T_n des Zuges excl. Maschine und Tender zu

$$T_n = \frac{75\left(\frac{N}{H}\right)H}{z \cdot V} - (Q + T_t).$$

Das Verhältniss dieser Nutzlast T_n zur Bruttolast $T + Q$ wollen wir das »Güteverhältniss der Zugkraft« nennen und mit η_z bezeichnen. Da

$$T + Q = \frac{75\left(\frac{N}{H}\right)H}{z\,V}$$

ist, so findet sich durch Division dieser Gleichungen

$$\eta_z = \frac{T_n}{T+Q} = 1 - \frac{\left(1 + \frac{T_t}{Q}\right)\left(\frac{Q}{H}\right) \cdot z \cdot V}{75\left(\frac{N}{H}\right)} \quad \ldots \; 16)$$

Eine Vergleichung zahlreicher normalspuriger Locomotiven hat ergeben, dass Q durch H bestimmt wird; im Mittel kann gesetzt werden für Locomotiven mit besonderem Tender in dienstfähigem Zustande

$$Q^T = 15^T + \frac{H^{qm}}{6} \quad \ldots \; 17^a)$$

und für Tendermaschinen in dienstfähigem Zustande

$$Q^T = 11^T + 0{,}3\,H^{qm} \quad \ldots \; 17^b).$$

Während die ausgeführten Locomotiven mit besonderem Tender aus den verschiedenen Fabriken keine erheblichen Abweichungen von 17ᵃ) zeigen, kommen solche bei Tendermaschinen bis zu $^1/_5$ des Werthes 17ᵇ) vor, was hauptsächlich der verschiedenen Grösse der indirecten Heizfläche derselben und den Vorräthen an Wasser und Brennmaterial zuzuschreiben ist. Die Locomotiven von Krauss & Co. in München besitzen indessen nur 0,7 bis 0,8 des Gewichts aus 17) infolge der ausgedehnten Verwendung von Stahl und der äussersten Sparsamkeit im Materialaufwande.

Führen wir 17) in der allgemeinen Form

$$Q = \mathfrak{A} + \mathfrak{B} H \quad \ldots \ldots 17^c)$$

in 16) ein, so erhalten wir

$$\eta_z = 1 - \frac{\left(1 + \frac{T_t}{Q}\right)\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right) z\, V}{75\left(\frac{N}{H}\right)} \quad \ldots \ldots 18)$$

Um die Nutzlast T_n fortschaffen zu können, müssen wir für die Bruttolast $T + Q$ Dampf und Brennmaterial aufwenden, also $\frac{T+Q}{T_n} = \frac{1}{\eta_z}$ mal so viel als auf die Nutzlast allein kommt. Drückt N_n die Pferdezahl des nützlichen Effectes der Beförderung der Last T_n aus, so erhalten wir für den stündlichen Dampf- und Brennmaterialverbrauch pro Pferd des Nutzeffects

$$\frac{D}{N_n} = \frac{1}{\eta_z}\left(\frac{D}{N}\right) \quad \ldots \ldots 19^a)$$

$$\frac{B}{N_n} = \frac{1}{\eta_z}\left(\frac{B}{N}\right) \quad \ldots \ldots 19^b)$$

worin $\frac{D}{N}$ und $\frac{B}{N}$ den stündlichen Dampf- und Brennmaterialverbrauch pro Pferdekraft der Dampfmaschine bedeuten, welche im § 9 berechnet wurden.

Nach Gleichung 18) fällt η_z gross aus, d. h. die Zugkraft wird gut verwerthet, wenn man $\frac{N}{H}$ im Nenner und also die Verdampfung pro qm Heizfläche hoch nimmt; die Vergrösserung durch das Glied $\frac{\mathfrak{A}}{H}$ des Zählers ändert das Resultat nicht wesentlich. Es scheint demnach zweckmässig, die Heizfläche pro Pferdekraft klein zu nehmen. Allein nicht η_z, sondern der Brennmaterialverbrauch $\frac{B}{N_n}$ spricht das Endurtheil, und dieser hängt nach 19ᵇ) auch von dem Factor $\frac{B}{N}$ ab, welcher bei angestrengter Thätigkeit der Heizfläche mehr steigt als $\frac{1}{\eta_z}$ abnimmt, wie numerische Rechnungen leicht ergeben. Es wirkt daher die Vergrösserung der Heizfläche so lange vortheilhaft, wie nicht das Maximum des Heizflächengüteverhältnisses η_H (p. 132) erreicht wird.

Günstigen Einfluss auf die Ausnutzung des Locomotiveffectes haben nach 18) und 19) kleine Fahrgeschwindigkeit und geringe Zugkraft pro Tonne. Die Fortschaffung von Güterzügen in der Ebene gestaltet sich hinsichtlich der Heizkosten am vortheilhaftesten, während die Beförderung von Schnellzügen und Zügen auf Gebirgsbahnen kostspielig ausfallen. Bei den Güterzügen der Ebene fällt η_z so gross aus,

dass sie trotz des etwas grösseren Werthes von $\frac{B}{N}$ als der bei den Personenzügen in die erste Stelle rücken; auf den Gebirgsbahnen sind beide Factoren von $\frac{B}{N_n}$ gross.

Tendermaschinen verlangen weniger Brennmaterial als die Maschinen mit besonderem Tender wegen des Wegfalles von $\frac{T_t}{Q}$, trotz des grösseren Gewichts $\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}$ pro qm Heizfläche, welches den Werth η_z wieder reducirt. Leider wird ihre Verwendbarkeit durch andere Umstände sehr beschränkt.

Die Krauss'schen Maschinen haben für $\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}$ kleinere Werthe und geben daher wegen des etwas besseren η_z zu Brennmaterialersparniss Veranlassung; ob aber dieselben nicht infolge der geringeren Masse heftigeren Vibrationen ausgesetzt sind, und aus diesem Grunde die Ersparung zu grösseren Reparaturkosten führen, vermag nur eine längere Erfahrung zu entscheiden.

Im Eisenbahnwesen ist es gebräuchlich, Angaben über Kosten des Betriebes u. dergl. auf die Einheit eines Tonnen-Kilometers zu beziehen, d. h. auf die Arbeit, welche der Beförderung einer Tonne des Zuggewichts durch ein Kilometer Bahnlänge entspricht. Diese Arbeitseinheit ist bei hinsichtlich der Steigung, Krümmung u. s. w. abweichenden Bahnverhältnissen selbst eine verschiedenwerthige, und gewähren daher die darauf bezogenen Zahlen nur unter Berücksichtigung der zugehörigen Bahnverhältnisse einen brauchbaren Maassstab zur Vergleichung mit einander.

Dem stündlichen Verbrauch an Dampf D kg und Brennmaterial B kg bei einer Locomotivfahrt mit V m Geschwindigkeit pro Secunde, welcher sich aus § 9 und nach 10^b) dieses § zu

$$D = \left(\frac{D}{N}\right) N = \left(\frac{D}{N}\right) \frac{(Q + T) z . V}{75} \quad .... \quad 20^a)$$

$$B = \left(\frac{B}{N}\right) N = \left(\frac{B}{N}\right) \frac{(Q + T) z . V}{75} \quad .... \quad 20^b)$$

berechnet, entspricht die Beförderung des Zuges durch 3,6 V Kilometer pro Stunde. Es betragen daher die pro Kilometer verbrauchten Mengen den 3,6 Vten Theil der Werthe D und B. Um nun die pro Kilometer auf eine Tonne Zuggewicht incl. Maschine und Tender fallenden Dampf- und Brennmaterialgewichte D_{tk} und B_{tk} zu erhalten, hat man den berechneten Theil weiter durch $Q + T$ zu dividiren und dies giebt

$$D_{tk} = \left(\frac{D}{N}\right) \cdot \frac{z}{270} \text{ und } B_{tk} = \left(\frac{B}{N}\right) \cdot \frac{z}{270} \quad .... \quad 21)$$

Will man die Zahlen D'_{tk} und B'_{tk} pro Kilometer und Tonne des beförderten Zuges excl. Maschine und Tender berechnen, so ist durch T_n zu dividiren und erhält man, wegen
$$T + Q = T_n + Q + T_t$$

$$D'_{tk} = \left(\frac{D}{N}\right) \cdot \frac{z}{270} \left(1 + \frac{Q + T_t}{T_n}\right); \; B'_{tk} = \left(\frac{B}{N}\right) \cdot \frac{z}{270} \left(1 + \frac{Q + T_t}{T_n}\right) \quad .... \quad 22)$$

Obgleich die Geschwindigkeit V der Zugbeförderung nicht unmittelbar in 21) und 22) erscheint, äussert die Steigerung von V doch einen bedeutenden Einfluss durch z und $\frac{Q + T_t}{T_n}$ auf Vergrösserung des Dampf- und Brennmaterialverbrauches pro Tonnen-Kilometer.

Um eine Vergleichung des Bedarfes an Dampf und Brennmaterial zur Beförderung der verschiedenen Zuggattungen zu ermöglichen, sind für Durchschnitts-Verhältnisse die Zahlen aus 21) und 22) mit Hülfe der Angaben über $\frac{D}{N}$ und $\frac{B}{N}$ in der Tabelle p. 163 berechnet und in folgender Tabelle zusammengestellt.

	Zuggattung	D_{tk} kg	D'_{tk} kg	Dampf für den Zug pro km kg	B_{tk} (Kohlen) kg	B'_{tk} (Kohlen) kg	Kohlenverbrauch für den Zug pro km kg
Ohne schädliche Steigungen	Schnellzug mit $T_n = 75$; $Q + T_t = 60$; $z = 10$	0,43	0,77	58	0,085	0,153	11,5
Ohne schädliche Steigungen	Personenzug mit $T_n = 120$; $Q + T_t = 50$; $z = 7$	0,31	0,44	53	0,060	0,085	10
Ohne schädliche Steigungen	Güterzug mit $T_n = 400$; $Q + T_t = 60$; $z = 4$	0,20	0,23	92	0,035	0,040	16
Steig. 1:40	Güterzug einer Gebirgsbahn mit $T_n = 150$; $Q + T_t = 75$; $z = 30$	1,61	2,41	362	0,267	0,400	60

Der Wasserverbrauch beträgt nach p. 134 etwa das 1,2fache des Dampfverbrauches.

Die Zahlen für die Gebirgsbahn reduciren sich bei gleich starkem Verkehre in beiden Richtungen auf nahe die Hälfte, weil die Thalfahrt ohne nennenswerthen Dampfverbrauch stattfindet; dennoch erfordert der Transport einer Tonne den fünffachen Aufwand bei einem Güterzuge einer Bahn mit schwachen Steigungen.

Der totale Dampf- und Brennmaterial-Verbrauch des Locomotivbetriebes ist in der Wirklichkeit etwa um $^1/_6$ bis $^1/_4$ höher wegen des Anheizens, Anfahrens, Rangirens und Reservehaltens.

§ 12. Verhinderung des Gleitens der Triebräder. Kupplung der Achsen. — Im vorigen Paragraph wurde das Nichtgleiten der Triebräder vorausgesetzt; es muss nun untersucht werden, ob die Bedingung der Gl. 5) § 11 auch erfüllt wird. Die grösste mittlere Zugkraft Z' findet statt bei der Beschleunigung des Zuges während des Anfahrens oder auf Steigungen. Setzen wir das Verhältniss der zeitweilig geäusserten grösseren Zugkraft Z' zur normalen Zugkraft Z oder

$$\frac{Z'}{Z} = m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

so darf auch beim Maximalwerth Z'_{max} während der Triebradumdrehung kein Gleiten stattfinden; dieser Maximalwerth ist aber nach 8) des vorigen Paragraphen bestimmt durch

$$Z'_{max} = \frac{m\pi}{4}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right) Z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

und derselbe muss kleiner als die Reibung der Triebräder auf den Schienen bleiben. Bieten dieselben vermöge ihres Druckes gegen die Bahn diese Reibung nicht dar, so ist man gezwungen, sie mit einem zweiten und nöthigenfalls auch mit einem dritten Räderpaare zu kuppeln, um deren Reibung mit zur Stützung der Zugkraft nutzbar zu

ferner nach Einführung von $Q = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,H$ auf der rechten Seite Zähler und Nenner durch H; dann entsteht

$$\frac{Q_a}{Q} > \frac{75 \cdot m\pi}{4000 f}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right)\frac{\left(\frac{N}{H}\right)}{\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right)V} \quad \ldots \ldots 4^{a})$$

Nehmen wir wieder $\frac{r}{L} = \frac{1}{6}$ und $f = \frac{1}{5}$ als mittlere Werthe an, so vereinfacht sich die Formel auf

$$\frac{Q_a}{Q} > 0{,}465\, m \frac{\frac{N}{H}}{\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right)V} \quad \ldots \ldots 4^{b})$$

Das Verhältniss $\frac{Q_a}{Q}$ muss natürlich durch die Belastung der Achsen hergestellt werden und kann niemals 1 überschreiten, woran sich für $\frac{N}{H}$ und V die Bedingung knüpft

$$\frac{2{,}15}{m}\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right)\frac{Q_a}{Q} > \frac{\frac{N}{H}}{V} \quad \ldots \ldots 5^{a})$$

und als äusserste Grenze bei sämmtlich gekuppelten Achsen oder $\frac{Q_a}{Q} = 1$

$$\frac{2{,}15}{m}\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right) > \frac{\frac{N}{H}}{V} \quad \ldots \ldots 5^{b})$$

Die geringste Geschwindigkeit V, welche bei dem Betriebe der Gebirgsbahnen vorkommt, ist etwa 4 m pro Secunde. Die dabei üblichen Maschinen haben ungefähr 180 Quadratmeter Heizfläche, und m wird wenig über 1 liegen. Unter diesen Verhältnissen kann die durch die Adhäsion begrenzte Ausnutzung des Kessels nur pro Quadratmeter Heizfläche

$$\frac{N}{H} = 2{,}15\left(\frac{15}{180} + \frac{1}{6}\right) \cdot 4 \text{ d. i. } 2{,}15 \text{ Pferde}$$

betragen, was auch mit der Tabelle p. 163 stimmt.

Um die Zugkraft nachhaltig ausüben zu können, muss ein grosses $\frac{N}{H}$ nur mit grossem V verbunden vorkommen. Da nach p. 115 u. 163 bei Personenzugmaschinen $\frac{\frac{N}{H}}{V}$ kleiner als bei Güterzugmaschinen ist, so braucht man bei ersteren nicht $\frac{Q_a}{Q} = 1$ zu nehmen, d. h. nicht alle Achsen zu kuppeln. Dass übrigens der auf eine Laufachse übertragene Theil des Maschinengewichts nicht »todt« ist, sondern tüchtig an der Reduction des Brennmaterialverbrauches wirkt, ist oben nachgewiesen worden.

Die Gleichungen 3^{b}) und 5) befähigen uns, die Grenze zu ermitteln, bis zu welcher ein Locomotivbetrieb möglich oder vortheilhaft ist. Wenn es sich nur darum handelte, die Locomotive allein über eine Steigung weg zu schaffen und zur Erzielung der grössten Adhäsion alle Räder gekuppelt wären, so verlangte die Ausübung der Zugkraft ohne Gleiten nach 3^{b}), wenn $m = 1$ gesetzt oder keine grosse Geschwindigkeit verlangt wird,

$$Q > 0{,}006 \cdot z\, Q,$$

woraus $167 > z$ folgte. Rechnete man selbst 7 kg Zugkraft pro Tonne auf der Horizontalen, so würden noch 160 kg pro Tonne für die Steigung bleiben, wodurch also die Maschine befähigt wäre, Bahnen mit $i = 0{,}16$ zu ersteigen.

Man will aber Züge vermittelst der Locomotive befördern, und zwar müssen die Züge von nicht zu kleinem Gewicht sein, um einen umständlichen und kostspieligen Betrieb zu vermeiden oder es muss η_z (p. 176) angemessen hoch gehalten werden. Dies erreicht man um so besser, je grösser T gegen Q wird, wir verlangen also ein bestimmtes $\frac{T}{Q}$. Um auch hier der Grenze, welche das Gleiten der Triebräder der Zugkraft steckt, nahe zu bleiben, kuppeln wir alle Räder oder machen in 3[b]) $Q_a = Q$; dann muss sein

$$Q > 0{,}006\, m z\, (T + Q)$$

oder durch Division mit Q und Umformung

$$\frac{1000}{6m\left(\frac{T}{Q} + 1\right)} > z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

Setzen wir nun von z zunächst den der Horizontalen entsprechenden Werth ab, so bleibt der auf die Steigung verwendbare Theil übrig, und damit ist die grösste unter den gegebenen Verhältnissen zulässige Steigung selbst bestimmt. Je stärker die Bahn steigen soll, desto kleiner bleibt der auf Geschwindigkeit verwendbare Theil von z oder desto langsamer muss gefahren werden. Aus der angenommenen Beziehung $\frac{T}{Q}$ und dem Zuggewicht folgt das Maschinengewicht $\frac{T}{\frac{T}{Q}} = Q$ und daraus wieder die Heizfläche der Locomotive. Damit die Verdampfungsfähigkeit des Kessels und die Adhäsion der Triebräder sich entsprechen, müssen $\frac{N}{H}$ und V der Bedingung 5) genügen.

Fordern wir z. B. $\frac{T}{Q} = 2$, $T = 80\,\mathrm{t}$ und $V = 12\,\mathrm{m}$, so ergiebt die Gleich. 6), wenn $m = 1{,}2$ vorläufig angenommen wird

$$\frac{1000}{6 \cdot 1{,}2\,(2 + 1)} > z$$

oder

$$z < 46{,}3.$$

Rechnen wir bei der Geschwindigkeit 12 m und ungünstigen Umständen für die Horizontale 6,3 kg, so bleibt für die Steigung die Zugkraft von 40 kg pro Tonne, oder unter den vorliegenden Verhältnissen kann des Gleitens der Triebräder wegen die Steigung von 0,04 nicht überschritten werden. Wollten wir dieselbe annehmen, so ergäbe sich bei $Q = 40\,\mathrm{t}$ der Effect der Locomotive zu $\frac{(80 + 40) \cdot 46{,}3 \cdot 12}{75}$ $\doteq 889$ Pferde, und da die Heizfläche nach 17) § 11 etwa 150 Quadratmeter betragen würde, so müssten auf den Quadratmeter derselben sehr nahe 6 Pferde kommen. Diese colossale Dampferzeugung wäre der Adhäsion wegen wohl zulässig, weil z nach 6) bestimmt worden ist, aber sie würde so kostspielig ausfallen, dass eine Reduction der Anforderungen angemessen erscheint.

§ 13. Vertheilung der Last auf die Achsen. — Zunächst denken wir uns die Locomotive in Ruhe und bestimmen die Belastungen, welche alsdann auf die einzelnen Achsen fallen.

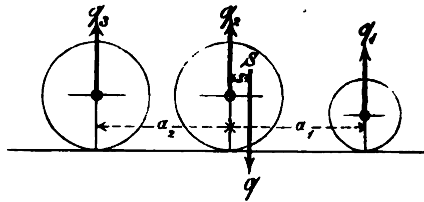
Die Vertheilung der Last bei einer **zweiachsigen** Maschine geschieht in **einer** einfachen und unabänderlichen Weise nach dem bekannten Hebelgesetze. Sie bedarf keiner Erläuterung. Wir gehen daher sogleich zu dem Falle einer **dreiachsigen** Locomotive über.

Es bezeichne

$\mathfrak{Q}$ das Gewicht, welches durch die Federn auf die Achsen übertragen wird und in dem Schwerpunkte S (Fig. 11) angreift;

$\mathfrak{Q}_1$, $\mathfrak{Q}_2$, $\mathfrak{Q}_3$ seien die Belastungen, welche der Reihe nach die Achsen tragen, von der Rauchkammer ab gerechnet,

Fig. 11.



q_1, q_2, q_3 die eigenen Gewichte der einzelnen Achsen mit Rädern und Achsbüchsen,

a_1, a_2 die Entfernungen der einzelnen Achsen von einander und

s betrage der Abstand des Schwerpunkts S von der zweiten Achse, positiv genommen, wenn derselbe zwischen der Vorderachse und der Mittelachse liegt, dagegen negativ, wenn er sich von der Mittelachse ab nach der Hinterachse zu befindet.

Die Lastvertheilung muss den Gleichgewichtsbedingungen paralleler Kräfte genügen, also den beiden Gleichungen folgen

$$\mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{Q} \quad . \ . \ . \ . \quad 1)$$

$$\mathfrak{Q}_1 (a_1 - s) = \mathfrak{Q}_2 s + \mathfrak{Q}_3 (a_2 + s) \quad . \ . \ . \ . \quad 2)$$

Wegen der zwei Gleichungen mit drei Unbekannten kann die Lastvertheilung in vielfacher Weise erfolgen; erst die Berücksichtigung der Elasticität der Federn würde das Unbestimmte heben. Da wir die Federspannung in der Hand haben, so dürfen wir über die Lastvertheilung **eine** Annahme machen.

Setzen wir z. B. fest, die Vorderachse solle als Laufachse zur sichern Leitung der Maschine mit $\alpha \mathfrak{Q}$ belastet werden (in dem § 107 der »Technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« wird z. B. mindestens $^1/_4$ des Gesammtgewichts für $\mathfrak{Q}_1 + q_1$ gefordert), so folgt

$$\left.\begin{aligned} \mathfrak{Q}_1 &= \alpha \mathfrak{Q} \\ \mathfrak{Q}_2 &= \mathfrak{Q}\left(1 + \frac{s}{a_2}\right) - \mathfrak{Q}_1\left(1 + \frac{a_1}{a_2}\right) \\ \mathfrak{Q}_3 &= \mathfrak{Q}_1 \frac{a_1}{a_2} - \mathfrak{Q}\frac{s}{a_2} \end{aligned}\right\} \quad . \ . \ . \ . \quad 3)$$

Die Drücke auf die Schienen betragen folglich der Reihe nach $\mathfrak{Q}_1 + q_1$, $\mathfrak{Q}_2 + q_2$, $\mathfrak{Q}_3 + q_3$.

Will man auch noch über $\mathfrak{Q}_2$ oder $\mathfrak{Q}_3$ Bestimmungen treffen, so muss man s oder a_1 oder a_2 entsprechend ändern, was sich leicht aus 3) berechnen lässt. Die angeführten »Technischen Vereinbarungen« (§ 106) legen darauf Gewicht, dass die

Hier sind zwei Annahmen zulässig. Wünschen wir wegen der gleichmässigen Abnutzung der sämmtlich gekuppelten Räder

$$\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{Q}_4 = \frac{\mathfrak{Q}}{4} \quad . \; . \; . \; . \quad 7^a)$$

so giebt die zweite der Gleichungen 6)

$$(a_1 - a_3) = 2\,(s_2 - s_1) \quad . \; . \; . \; . \quad 7^b)$$

Wäre auch hier $a_1 = a_3$, so müsste nothwendig $s_2 = s_1$ sein, also der Schwerpunkt in der Verticalen durch die Mitte von a_2 liegen, eine Bedingung. die neben der allgemeinen in 7^b) wieder nicht für Horizontale und Steigung zugleich erfüllt werden kann.

Das Gewicht $\mathfrak{Q}$ ist während des Dienstes bei einer Maschine mit Tender geringen Schwankungen unterworfen durch die zeitweise Speisung des Kessels und Beschickung des Rostes; bei Tendermaschinen entsteht aus dem Verbrauche der Vorräthe eine grössere Veränderung der Achsenbelastung, welche die Verwendbarkeit dieser Maschinen auf kurze Fahrten beschränkt, wenn nicht eine anfängliche Ueberlastung der Achsen oder ein schliesslicher Mangel an Adhäsionsgewicht eintreten soll. Auch s verändert sich auf den Steigungen und während einer Beschleunigung der Locomotive, infolge der eintretenden Verschiebung des Wassers.

Der Einfluss des Fahrens auf die Belastung der einzelnen Achsen wird im folgenden Abschnitte besprochen werden.

D. Die Störungen der Locomotivbewegung.

§ 14. Arten der Störungen. — Während der Fahrt ist die Locomotive Einwirkungen ausgesetzt, welche die einfache fortschreitende Bewegung derselben in dem Schienengleise mit den in dem vorigen Paragraphen bestimmten Radbelastungen hindern. Diese Einflüsse führen zu einem Anlaufen der Spurkränze an die Schienen, woraus nicht allein Reibung, Abnutzung beider Theile und Vermehrung des Zugwiderstandes entstehen, sondern auch unter gewissen Bedingungen eine Entgleisung der Maschine eintreten kann, ferner werden durch dieselben die Maschinentheile in fortwährende Erschütterungen und Schwingungen versetzt, welche deren Dauer verkürzen, und endlich bewirken sie im Verlaufe der Zeit eine Veränderung in der Spannung der Tragfedern, also der dadurch bestimmten Achsenbelastungen, welche sowohl der Stabilität der Maschine, als der Dauer der Achsen und Schienen ausserordentlich nachtheilig ist.

Entweder liegen die Ursachen dieser schädlichen Störungen *ausserhalb der Locomotive* in der Beschaffenheit des Gleises, oder sie sind *in der Construction der Locomotive selbst* begründet; kehren in dem letzteren Falle die Abweichungen von der einfach fortschreitenden Bewegung mit der Umdrehung der Triebachse periodisch wieder, so heissen dieselben *störende Bewegungen* im engern Sinne. Weil der Rahmen auf den Achsen durch elastische Federn getragen wird, ist eine relative Bewegung des Rahmens gegen die Achsen möglich, und deshalb können sich die störenden Bewegungen entweder auf die gesammte Locomotivmasse beziehen oder auf die in den Federn hängenden Theile, welche wir unter dem Namen »Rahmenbau« zusammenfassen wollen, beschränken. Sieht man von einer Entgleisung der Maschine ab, so sind für den Gesammtbau wegen der Unterstützung der Räder durch die Schienen nur zwei störende Bewegungen parallel der Bahnebene möglich. Die eine Bewegung besteht in einem abwechselnden Vor- und Rückwärtsgange des Rahmens und der Achsen während der entgegengesetzten Bewegung der

Hinterachse als Laufachse nicht unter $^1/_5$ des Gesammtgewichts erhält, der Leitung beim Rückwärtsfahren wegen, und die Triebachse muss natürlich so stark belastet sein, dass das Gleiten der Räder verhindert wird. Um diese Belastung der Triebachse zu sichern ohne zu grossen Radstand, welcher für die Bewegung in Curven nachtheilig sein würde, ist die Lage derselben in der Nähe des Locomotivschwerpunktes zweckmässig.

Muss man zwei Achsen kuppeln, um die erforderliche Radreibung zu erreichen, so ist es der gleichmässigen Abnutzung wegen gut, die gekuppelten Achsen gleich zu belasten. Nehmen wir z. B. die Mittel- und Hinterachse als gekuppelt an, so haben wir in 1) und 2) $\mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3$ einzusetzen, und dann ergiebt sich

$$\left.\begin{aligned} \mathfrak{Q}_2 &= \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{Q} \cdot \frac{a_1 - s}{2a_1 + a_2} \\ \mathfrak{Q}_1 &= \mathfrak{Q} - 2\mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q} \cdot \frac{a_2 + 2s}{2a_1 + a_2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots 4)$$

Auch hier kann man durch Aenderung von a_1, a_2, s die Belastungen nach Wunsch verändern.

Sind alle drei Achsen zu kuppeln, so empfiehlt es sich, hier ebenfalls aus dem vorhin angeführten Grunde die Belastungen der Achsen gleich zu halten. Setzen wir in 1) und 2)

$$\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3 = \frac{\mathfrak{Q}}{3} \quad \ldots \ldots 5^a)$$

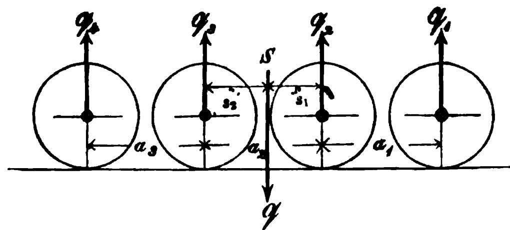
ein, so folgt aus 2) die dann zu erfüllende Bedingung

$$a_1 - a_2 = 3s \quad \ldots \ldots 5^b)$$

oder umgekehrt, ist 5^b) erfüllt, so wird das Gewicht auf die Achsen gleichmässig vertheilt. Die Bedingung 5^b) fordert einen bestimmten Abstand der Schwerlinie von der Mittelachse; für $a_1 = a_2$ folgt z. B. $s = 0$, d. h. der Schwerpunkt muss vertical über der Mittelachse liegen. Dies ist aber auf der Horizontalen und einer Steigung nicht zugleich erfüllbar, da der Schwerpunkt S höher als das Achsenmittel liegt und der Abstand der Schwerlinie von der Mittelachse mit der Bahnneigung sich ändert, während $a_1 = a_2$ unverändert bleibt.

Vierachsige Maschinen werden entweder mit beweglichem Vordergestell, welches zwei Achsen aufnimmt, oder als schwere Gebirgsmaschinen mit sämmtlich gekuppelten Achsen ausgeführt. Im ersten Falle bildet das Vordergestell ein Achs-

Fig. 12.



system, welches für die Lastvertheilung zunächst als eine Achse anzusehen ist. Die Last $\mathfrak{Q}_1$ kommt dann auf jede Achse desselben zur Hälfte, wenn der Stützpunkt in der Mitte des beweglichen Achsenpaares liegt. Im zweiten Falle (Fig. 12) ist allgemein

$$\left.\begin{aligned} &\mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \mathfrak{Q}_3 + \mathfrak{Q}_4 = \mathfrak{Q} \\ &\mathfrak{Q}_1 (a_1 + s_1) + \mathfrak{Q}_2 s_1 = \mathfrak{Q}_3 s_2 + \mathfrak{Q}_4 (a_3 + s_2) \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots 6)$$

und empfehlen im § 104 die Anwendung einer verschiebbaren Achse oder eines beweglichen Radgestelles für Curven unter 250 m R in freier Bahn, um einen zu kleinen Radstand zu umgehen. Für dreiachsige Maschinen kann ein grosser Radstand nachtheilig werden insofern, als bei einem starken Wechsel im Lägenprofil der Bahn die Mittelachse ent- oder überlastet wird, wenn man es versäumt hat, die Gefälle allmählich in einander überzuführen.

Einen ebenso günstigen Einfluss, wie die Vergrösserung des Radstandes auf die Belastungsveränderungen ausübte, würde eine Vergrösserung der Spurweite für die Aenderungen der Belastungen beider Räder derselben Achse durch den Auftritt einer parallel zur Achse gegen einen Spurkranz gerichteten Schienenkraft zur Folge haben. Allein die Spurweite ist festgesetzt, und es bleibt uns nur übrig, den Hebelarm solcher Schienenkräfte für eine Drehung der Locomotive um eine horizontale und der Bahn parallele Schwerpunktsachse durch eine möglichst tiefe Lage des Schwerpunktes der Locomotive herabzuziehen. Da Innencylinder unter sonst gleichen Umständen mit Aussencylindern wegen der Kurbelachsen und Innenrahmen gegen Aussenrahmen, bei oberhalb der Rahmen liegenden Achsfedern, eine etwas höhere Lage des Kessels und folglich des Schwerpunkts bedingen, so befinden sich die Innen-Cylinder und Rahmen im Nachtheile gegen die anderen, allein der Unterschied ist von keiner grossen Bedeutung. Soll der Schwerpunkt tief liegen, so muss man kleine Räder unter den Kessel stellen, die aber als Triebräder für grosse Geschwindigkeiten, bei welchen gerade die in Rede stehenden Kräfte stark auftreten, nicht angemessen sind. Aus dieser schwierigen Lage würde man durch die Annahme des Crampton'schen Systemes mit einer Triebachse hinter der Feuerbüchse befreiet werden. Allein, um hier die für die Adhäsion erforderliche, beinahe das halbe Maschinengewicht ausmachende Belastung der Triebachse ohne ein todtes Belastungsgewicht über derselben zu erhalten, muss der Abstand der resultirenden Laufachsenbelastung vom Schwerpunkte der grossen Entfernung der Triebachse vom Schwerpunkte nahe kommen. Dadurch wird der Radstand so bedeutend, dass die Maschinen sich nicht mit gehöriger Leichtigkeit in den Curven ohne die Anwendung eines beweglichen Laufradgestelles bewegen; ausserdem ist die Triebachse als äusserste Achse den das Gleiten der Räder begünstigenden Belastungsveränderungen und der Abnutzung sehr unterworfen, und bedenkt man noch, dass die gesteigerten Anforderungen an Schnellzugmaschinen hinsichtlich ihrer Zugkraft beim Anfahren meistens auf zwei gekuppelte Triebachsen hinweisen, so ist es erklärlich, dass die Crampton'schen Maschinen trotz sonstiger Vorzüge verlassen sind. Man begnügt sich lieber mit etwas kleineren Triebrädern, deren Anbringung unter dem Kessel statthaft ist, und welche wegen ihrer Lage in der Nähe des Schwerpunktes eine gesicherte Belastung haben, auch infolge ihres geringeren Gewichtes die Bandagen und Schienen nicht so rasch zerstören, wie die schweren Crampton'schen Triebräder.

Die Tragfedern der Achsen können entweder innerhalb der Räder an einem Innenrahmen oder ausserhalb derselben an einem Aussenrahmen befestigt werden. Die Schwingungen des Rahmenbaues um eine horizontale Längsachse erhalten natürlich eine um so bessere Begrenzung ohne zu starke Aenderungen in der Federspannung und Durchbiegung, je länger man den Hebelarm der Federkraft herstellt, was bei Aussenrahmen erreicht wird. Obgleich dieselben noch den Vortheil leichter Anbringung der Federn, zugänglicher Achsbüchsen, einer tieferen Lage oder eines grösseren Durchmessers des Kessels und kleiner Durchmesser für die Laufzapfen gewähren, sind doch die Innenrahmen namentlich für Aussencylinder beliebter und für

der Stösse für den Rahmenbau kaum empfiehlt. Englische Ingenieure sind deshalb gegen die Anwendung des Balanciers, aber wohl mit Unrecht. Man muss sich nur hüten, sämmtliche Federn auf einer Seite der Maschine durch Balanciers zu verbinden wegen des auf p. 184 Gesagten, und weil, um dem Nicken entgegenzutreten, vor und hinter dem Schwerpunkte entgegengesetzt gerichtete Aenderungen in den Federkräften eintreten müssen, was zwei selbstständige Federsysteme erfordert.

Der Einfluss der Lage der Cylinder wird in den folgenden beiden Paragraphen mit besprochen.

§ 16. Einfluss der Zugkraft auf die störenden Bewegungen. — Die in dem Rahmen der Locomotive wachgerufene Zugkraft (§ 11) hat den eigenen Widerstand des Locomotivwagens und den an dem Zughaken oder der Tenderkupplung wirkenden Widerstand des angehängten Zuges incl. des Tenders zu überwinden. Liegen die Achslagermittel nicht in derselben Höhe mit dem Zughaken, etwa 1 m, so entsteht ein Kräftepaar, welches durch seinen Hinzutritt zu den Momenten der Verticalkräfte die Lastvertheilung der Achsen ändert, indem es den Locomotivrahmen um eine Querachse so lange dreht, bis aus der Veränderung der Federspannung ein dem Zugkraftpaare gleiches Kräftepaar gebildet ist. Bei Triebrädern über 1 m Halbmesser wird hierdurch die Vorderachse belastet und die Hinterachse entlastet, während bei Rädern unter 1 m das Umgekehrte eintritt. Im An- und Endlauf kommen Geschwindigkeitsänderungen der Locomotivmasse vor, ebenso im Beharrungszustande durch die Ausgleichung der bewegenden und widerstehenden Arbeit. Es bewirkt dann bei einer vom Radhalbmesser verschiedenen Höhe des Schwerpunkts über den Schienen die Trägheit der Locomotivmasse ebenfalls eine mit Veränderung der Achsenbelastung verbundene Drehung um eine horizontale Querachse und zwar im Beharrungszustande ein fortwährendes Schwingen um die Gleichgewichtslage für eine constante Zugkraft. Da der Schwerpunkt der Locomotive stets höher als der Zughaken liegt, so sind diese Bewegungen nicht zu vermeiden, aber sie haben keine grosse Bedeutung.

Der auf den Federn liegende Bau wird ferner in Bewegung gesetzt durch den beim Vorwärtsfahren stets aufwärts, beim Rückwärtsfahren stets abwärts gerichteten veränderlichen Druck der beiden Kreuzköpfe gegen ihre Gleitbahnen, und zwar entstehen dadurch die drei Bewegungen des Gaukelns. Will man diese Bewegungen sämmtlich reduciren, was namentlich bei Schnellzügen wünschenswerth ist, so hat man den Druck $P \operatorname{tg} \beta$ in § 11 klein zu machen durch möglichst lange Schubstange und kurzen Hub. Das Wanken und das Nicken treten ausserdem um so weniger auf, je kürzer die Hebelarme des Gleitbahnendrucks in Bezug auf die Schwerpunktsachsen gehalten sind. Das wegen der Veränderung der Belastungen der äusseren Achsen besonders schädliche Nicken fällt am kleinsten aus, wenn die mittlere Lage des Kreuzkopfs gerade in der Verticalebene durch den Schwerpunkt des Rahmenbaues liegt. Die Erfüllung dieser Bedingung macht die Lagerung der Cylinder an der Langseite des Kessels nöthig, wie sie von Crampton und Stephenson ausgeführt worden ist. Dabei wird aber leicht der Vorderachse das für ihre Belastung nöthige Gewicht entzogen, wenn man nicht zu dem schädlichen Mittel einer weit überhängenden Rauchkammer greifen will. Das Wanken wird desto schwächer ausfallen, je näher die Gleitbahnen oder Cylinder der Längsachse der Maschine liegen; daher sind hier die Innencylinder am vorzüglichsten und in Bezug auf die Begrenzung der Schwingungen durch die Federn Aussenrahmen geeigneter als Innenrahmen.

Bei einer geneigten Lage der Dampfcylinder bewirkt der Dampfdruck

gegen die Cylinderdeckel ein mit der Neigung wachsendes Gaukeln, weshalb letztere nach Möglichkeit zu beschränken ist.

Der Widerstand des angehängten Zuges greift an dem Zughaken an und mit dem Eigenwiderstande der Maschine in der Längsachse, während der Angriffspunkt der resultirenden Zugkraft sich zwischen beiden Dampfcylindern hin- und herschiebt in der Periode einer Radumdrehung, weil wegen der Elasticität der Räder und der Welle keine völlig gleiche Vertheilung des Drehmomentes der einseitigen Zugkraft nach beiden Seiten möglich ist. Es entsteht daher für den Fall der Abweichung der resultirenden Zugkraft aus der Achse der Locomotive ein Kräftepaar, welches die gesammte Masse der Maschine um ihren Schwerpunkt dreht und sonach ein Schlängeln der Maschine zwischen den Schienen bewirkt. Auch hier sind Innencylinder den Aussencylindern gegenüber im Vortheil; bei letzteren wird im Falle eines Spielraums der Triebachsen in ihren Lagern oder dieser in den Achshaltern das Schlängeln wesentlich verstärkt durch das eintretende Schiefstellen der Triebachse. Den Drehungswinkel des Schlängelns schliessen die Reibung der Räder auf den Schienen, die Conicität und Spurkränze der Radreifen in um so engere Grenzen ein, je grösser der Radstand gehalten ist.

Durch Gegengewichte lässt sich gegen diese Wirkungen der Triebkraft nichts ausrichten; um das Uebel zu beseitigen, muss die in den Schienen geweckte Zugkraft stets gleich gross auf beiden Seiten ausfallen, wie es Stephenson mit seiner dreicylindrigen Maschine erreichte.

§ 17. Einfluss der relativen Bewegung der Massen auf die Störungen und seine Beseitigung durch Gegengewichte. — Die im vorigen Paragraph angeführten Störungen würden bleiben, wenn auch die Massen der kraftübertragenden Theile beseitigt werden könnten; die Anwesenheit dieser Massen schafft eine neue Ursache der Störungen, die sich beim Gange der Maschine mit abgeschlossenem Regulator erhält. Wir haben schon in § 10 gesehen, dass die Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen des Kolbens etc. den Druck auf den Kurbelzapfen und folglich auf das Lager vermindert, wodurch der Dampfdruck auf den Cylinderdeckel in entgegengesetzter Richtung um den gleichen Betrag zur Bewegung des Rahmens frei wird. Bei dem Laufe der Locomotive ohne Dampf muss die Beschleunigungskraft vom Kurbelzapfen ausgeübt werden, und dann erfährt der Rahmen auch denselben Druck in entgegengesetzter Richtung durch die Welle.

Eine gleiche Wirkung üben excentrische Massen der Räder infolge ihrer Centrifugalkraft aus. Denken wir uns z. B. das Gewicht $\mathfrak{Q}$ Fig. 7 p. 165 in dem Kurbelzapfen A angebracht, so wirkt die Centrifugalkraft $\frac{\mathfrak{Q}}{g}\cdot\frac{c^2}{r}$ radial auswärts, und ihre hier zunächst in Betracht kommende Componente parallel der Kolbenstange beträgt $\frac{\mathfrak{Q}}{g}\cdot\frac{c^2}{r}\cdot\cos\alpha$; sie vermindert also wie der Beschleunigungsdruck den Druck auf den Achshalter und verstärkt den zur Wirkung kommenden Theil des Dampfdrucks auf den Cylinderdeckel.

Zwei Massen von den Gewichten $\mathfrak{Q}$ und $\mathfrak{Q}_1$ in den Entfernungen r und r_1 von der Drehachse auf demselben Radius werden sonach gleiche Wirkung äussern, wenn sich ihre Centrifugalkräfte gleichen, also bei der Winkelgeschwindigkeit der Drehung ω

$$\frac{\mathfrak{Q}}{g}\,\omega^2 r = \frac{\mathfrak{Q}_1}{g}\,\omega^2 r_1$$

oder

$$\mathfrak{Q}\cdot r = \mathfrak{Q}_1\cdot r_1 \quad .\ .\ .\ .\ 1)$$

ist, d. h. wenn ihre statischen Momente in Bezug auf die Drehachse gleich gross sind, wie es das statische Gleichgewicht fordert. Das Gewicht des Kurbelarms $\mathfrak{A}$ darf man sich also in seinem um $\mathfrak{r}$ von der Achse entfernten Schwerpunkte vereinigt denken oder auch auf den Kurbelzapfen reduciren, wo es $A = \mathfrak{A} \cdot \frac{\mathfrak{r}}{r}$ zu rechnen ist.

Für jeden Winkel α der Kurbeldrehung kann man sonach die in horizontaler Richtung wirksamen Kräfte aufstellen, und daraus lässt sich die durch dieselben hervorgerufene Bewegung des Rahmens selbst finden. Die Kräfte werden den Rahmen sowohl gegen den Schwerpunkt der Gesammtmasse vor- und zurückschieben, ein Zucken oder Rucken veranlassen, als auch eine Schwingung des Rahmens um den Schwerpunkt, ein Schlängeln oder Schlingern bewirken, weil ihre Drehmomente sich im Allgemeinen nicht im Gleichgewichte befinden. Erleichtert wird die Betrachtung, wenn wir von der Einwirkung der Zugkraft, die uns ja aus dem vorigen Paragraphen bekannt ist, hier ganz absehen, die Locomotive nach Feststellung der Achslager frei in einer horizontalen Ebene beweglich an Ketten aufhängen, und dann durch die Wirkung des Dampfes eine Bewegung der Massen eintreten lassen. In diesem Falle haben wir ausser den Gewichten und Kettenspannungen, welche einander aufheben, nur innere Kräfte, und der Schwerpunkt der Gesammtmasse kann daher seinen Ort nicht ändern. Eine stattfindende Bewegung einzelner Theile muss eine solche Bewegung der übrigen Theile veranlassen, dass der Gesammtschwerpunkt in Ruhe bleibt. Sehen wir von dem geringen Einflusse der Bewegung der Schieber und deren Stangen ab, so bleibt nur die Bewegung der mit den Triebrädern verbundenen Massen von Einfluss für die Bewegung des Rahmens. Diese Massen sind auf beiden Seiten der Maschine in gleicher Grösse vorhanden; ihr gemeinschaftlicher Schwerpunkt fällt daher stets in die den Gesammtschwerpunkt enthaltende Verticalebene durch die Längsachse der Maschine, und deshalb muss auch der Rahmenschwerpunkt immer in dieser Ebene liegen.

Fig. 13.

Befindet sich der unbewegliche Gesammtschwerpunkt in S (Fig. 13), die mittlere Lage des Schwerpunkts der vorderen Triebmassen vom Gewichte Q_t in A_1, des Schwerpunkts der hinteren Triebmassen vom Gewichte Q_t in A_2 und folglich des Schwerpunkts der ganzen Triebmassen in A um a von S entfernt, so muss der Schwerpunkt B der mit dem Rahmen verbundenen Theile vom Gewichte Q_r um eine Strecke b von S auf der a entgegengesetzten Seite abstehen, für welche

$$Q_r \cdot b = 2\,Q_t \cdot a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

ist. Weicht nun der Triebmassenschwerpunkt z. B. nach rechts bis S_t um x weiter aus, so ist der Rahmenschwerpunkt zu einer Bewegung nach links um y bis S_r gezwungen, welche der Bedingung entspricht

$$Q_r\,(b + y) = 2\,Q_t\,(a + x),$$

woraus nach Abzug der Gleichung 2) folgt

$$Q_r \cdot y = 2\, Q_t \cdot x \quad . \; . \; . \; . \quad 3)$$

Geht dagegen S_t nach links, so weicht S_r nach rechts aus unter Erfüllung der Gleichung 3). Das Gewicht der Triebmasse Q_t und der Ausschlag x für einen beliebigen vom todten Punkte C_0 ab gerechneten Drehungswinkel α der vorderen Kurbel bestimmen sich bei den verschiedenen Maschinensystemen leicht. Nehmen wir zunächst eine Maschine mit freien Triebrädern, so besteht Q_t aus dem Gewichte A des Kurbelzapfens und des auf ihn reducirten Kurbelarms, dem Gewichte B der Schub- oder Bleuelstange und dem Gewichte K des Kolbens mit seiner Stange und dem Kreuzkopfe. Da alle diese Theile sich in horizontaler Richtung übereinstimmend bewegen, so ergiebt sich auch für den Schwerpunkt derselben die gleiche Bewegung. Wäre die Triebachse unabhängig vom Rahmen gelagert, so würde $AS_1 = OD_1 = r \cos\alpha$, $AS_2 = OD_2 = r \sin\alpha$ und $AS = x = \frac{r}{2} (\cos\alpha + \sin\alpha)$ sein; da dieselbe indessen an der entgegengesetzten Bewegung des Rahmens um y theilnehmen muss, so folgt der wirkliche Ausschlag x des Triebachsenschwerpunktes aus seiner mittleren Lage zu $\frac{r}{2} (\cos\alpha + \sin\alpha) - y$ und nach 3) ist dann

$$Q_r \cdot y = 2\, Q_t \left[\frac{r}{2} (\cos\alpha + \sin\alpha) - y\right],$$

woraus sich ergiebt wegen $Q_r + 2\, Q_t = Q =$ dem Gewichte der ganzen Locomotive

$$y = \frac{Q_t}{Q}\, r\, (\cos\alpha + \sin\alpha) \quad . \; . \; . \; . \quad 4)$$

Die Schwerpunkte S_t und S_r befinden sich in ihrer mittleren Lage, wenn $y = o$ ist, was bei $\cos\alpha = -\sin\alpha$ oder $\alpha = 180^\circ - 45^\circ$ und $\alpha = 360^\circ - 45^\circ$ stattfindet, und sie erreichen ihre grössten Ausschläge, wenn $(\cos\alpha + \sin\alpha)$ den grössten positiven oder negativen Werth annimmt d. i. für $\sin\alpha = \cos\alpha$ oder $\alpha = 45^\circ$ in der positiven Richtung und $\alpha = 180^\circ + 45^\circ$ in der negativen Richtung. Der absolute Werth dieser grössten Ausschläge y ist gleich $\frac{Q_t}{Q}\, 2r \sqrt{\frac{1}{2}}$, und die Gesammtbewegung (Amplitude) $\mathfrak{f}$ des Zuckens beträgt daher das Doppelte desselben

$$\mathfrak{f} = \frac{Q_t}{Q}\, 2r \sqrt{2} \quad . \; . \; . \; . \quad 5)$$

Ist z. B. $Q = 24000$ kg, $A = 60$ kg, $B = 140$ kg, $K = 160$ kg, $r = 0{,}3$ m, so folgt, wegen $Q_t = A + B + K = 60 + 140 + 160 = 360$, $\mathfrak{f} = \frac{360}{24000} \cdot 2 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}414 = 0{,}0127$ m.

Bei den gekuppelten Maschinen mit Aussencylindern benutzt man die Triebkurbel mit als Kuppelkurbel. Es bewegen sich daher die Kuppelmassen in vollständiger Uebereinstimmung mit den Triebmassen, so dass man nur in 5) statt Q_t den Werth $Q_t + Q_k$ zu setzen hat, um das Zucken $\mathfrak{f}$ dieser Maschinen berechnen zu können aus

$$\mathfrak{f} = \frac{Q_t + Q_k}{Q}\, 2r \sqrt{2} \quad . \; . \; . \; . \quad 6)$$

wobei Q_t die frühere Bedeutung beibehält und Q_k die Summe der Gewichte der auf den Warzenkreis reducirten Kuppelkurbeln und der Kuppelstangen bezeichnet.

Dagegen stellt man die Kuppelkurbeln der Innencylinder-Maschinen den Triebkurbeln entgegengesetzt. Denkt man sich nun die Triebmassen zunächst allein auf die Verschiebung des Rahmenschwerpunktes wirkend, so erhält man dieselbe zu

$\frac{Q_t}{Q} r$ (cos α + sin α); durch die nachträgliche Thätigkeit der sich entgegengesetzt bewegenden Kuppelmassen verschiebt sich der Schwerpunkt des Rahmens in entgegengesetzter Richtung um $\frac{Q_k}{Q} r$ (cos α + sin α), und es bleibt der Weg $y = \frac{Q_t - Q_k}{Q} r$ $\times$ (cos α + sin α), woraus sich wieder die Amplitude

$$\mathfrak{f} = \frac{Q_t - Q_k}{Q} 2 r \sqrt{2} \; .\; .\; .\; .\; 7)$$

findet. Diese Maschinen zucken daher am wenigsten, die gekuppelten Aussencylinder-Maschinen am meisten, und bei allen Systemen wird das Zucken um so geringer, je schwerer die Maschinen und je leichter die bewegten Massen sind. Ist die Locomotive mit dem Zuge verbunden, so kann das Zucken nicht in der berechneten Grösse entstehen wegen des Einflusses der Spannung der Zugapparate. Wären die Verbindungen der Wagen starr, so müsste die ganze Zugmasse an der Bewegung des Rahmens theilnehmen, und es würde das Zucken auf den Werth herabsinken, welchen man aus den obigen Gleichungen durch Hinzufügung des Zuggewichts zu Q findet. Infolge der Elasticität der Kupplungen liegt das wirkliche Zucken zwischen diesem und dem obigen Werthe; dasselbe bleibt aber wegen des hervorgerufenen fortwährenden Arbeitens der Elasticitätskräfte der Zugvorrichtungen für die Dauer dieser Theile höchst nachtheilig.

Wir haben uns vorhin die Locomotive aufgehangen gedacht. Geschieht dies derart, dass die Maschine sich auch in verticaler Richtung frei bewegen kann, etwa mit Hülfe sehr elastischer Federn in den Ketten, so muss sich wegen der stattfindenden Verticalbewegung der Schwerpunkte der Schubstange, Kurbel und Kuppelstange auch eine verticale Bewegung des Rahmens zeigen, die sich in gleicher Weise wie die Horizontalbewegung bestimmt. Da der Weg des um λ vom Kreuzkopfe abstehenden Schwerpunktes der Schubstange von der Länge $\mathfrak{L}$ nur $\frac{\lambda}{\mathfrak{L}}$ des verticalen Kurbelzapfen-Weges beträgt, so ist auch von dem Gewichte B der Schubstange nur $\frac{\lambda}{\mathfrak{L}} B$ im Kurbelzapfen zu rechnen, und man erhält die Amplitude der Verticalschwingung

$$\mathfrak{f}_v = \frac{A + \frac{\lambda}{\mathfrak{L}} B \pm Q_k}{Q} 2 r \sqrt{2} \; .\; .\; .\; .\; 8)$$

worin + gilt, wenn die Kuppel- und Triebkurbeln gleich, dagegen —, wenn sie entgegengesetzt gerichtet sind.

Die Daten des obigen Beispieles geben mit $\frac{\lambda}{\mathfrak{L}} = 0{,}6$

$$\mathfrak{f}_v = \frac{60 + 0{,}6 \cdot 140}{24000} \cdot 2 \cdot 0{,}3 \sqrt{2} = 0{,}005 \text{ m}.$$

Bewegen sich die Triebmassen bei einem geneigten Cylinder auch in verticaler Richtung, so wird dadurch natürlich die Verticalschwingung des Rahmens verstärkt. Bei einer auf der Bahn stehenden Locomotive kann sich die betrachtete Bewegung zeigen am Rahmenbaue, jedenfalls aber bewirkt sie schädliche Schwankungen in den Schienendrücken der Räder.

Nachdem wir die Bewegung des Rahmenschwerpunktes in der Mittelebene der Locomotive bestimmt haben, müssen wir noch untersuchen, ob diese Ebene selbst eine Bewegung, die natürlich nur eine Drehung um den Schwerpunkt sein kann, erhält.

Die Beschleunigungskräfte des § 10 üben ihre Wirkung durch die Beschleunigung der Trieb- und Kuppelmassen aus, während die entgegengesetzt auftretenden Rahmenbeschleunigungskräfte von gleicher Grösse den Locomotivrahmen fortschieben und zugleich um den Schwerpunkt drehen, da ihre Resultirende im Allgemeinen nicht durch den Schwerpunkt geht. Die Fortschiebung ist bereits ermittelt; für die jetzt zu untersuchende Drehbewegung nehmen wir zunächst eine verticale Schwerpunktsachse an, bestimmen also das Schlingern oder Schlängeln und zwar zunächst wieder für eine durch Ketten aufgehangene Maschine.

Eine Drehung des Rahmens kann nicht stattfinden ohne Mitnahme der Trieb- und Kuppelmassen; es wird daher die gesammte Locomotivmasse durch die Rahmenkräfte um den Gesammtschwerpunkt gedreht. Drücken wir durch $2e$ den Abstand der Cylinderachsen, durch $2e_1$ die Entfernung der Kuppelstangenachsen der beiden Seiten aus, setzen das Trägheitsmoment der Locomotive in Bezug auf die Drehachse $= T$ und behalten die vorigen Bezeichnungen bei, so findet sich die Winkelgeschwindigkeit $\mathfrak{w}$ des Schlängelns zu der Zeit t aus der Gleichung für die Winkelbeschleunigung $\frac{d\mathfrak{w}}{dt}$

$$\frac{d\mathfrak{w}}{dt} = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{T \cdot g} \cdot \frac{c^2}{r} (\cos\alpha - \sin\alpha),$$

wenn $\frac{r d\alpha}{dt} = c$ oder $dt = \frac{r d\alpha}{c}$ eingeführt und integrirt wird, zu

$$\mathfrak{w} = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{Tg} \cdot c (\sin\alpha + \cos\alpha) \quad \ldots \quad 9)$$

worin die Integrationsconstante Null sein muss, weil für $c = 0$ auch $\mathfrak{w} = 0$ ist. Das Zeichen $+$ gilt für gleichgerichtete, das Zeichen $-$ für entgegenstehende Trieb- und Kuppelkurbeln.

Setzen wir den zur Zeit t vorhandenen Ausschlagbogen aus der Längsachse $= \varphi$, so erhalten wir nach Einführung des Werthes $\mathfrak{w} = \frac{d\varphi}{dt}$ in 9) und folgender Integration

$$\varphi = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{Tg} r (\sin\alpha - \cos\alpha) + C \quad \ldots \quad 10)$$

worin unter C die Integrationsconstante verstanden ist. Den grössten Ausschlag zu jeder Seite der Achse erhalten wir, wenn $\sin\alpha - \cos\alpha$ den grössten Werth erreicht, also für $\cos\alpha = -\sin\alpha$ d. i. für $\alpha = 135^\circ = 180^\circ - 45^\circ$ und $\alpha = 315^\circ = 360^\circ - 45^\circ$, nämlich

$$\left.\begin{aligned} \varphi_{135^\circ} &= \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{Tg} 2r \sqrt{\frac{1}{2}} + C \\ \varphi_{315^\circ} &= -\left(\frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{Tg} 2r \sqrt{\frac{1}{2}} - C\right) \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad 11)$$

wo φ_{135° nach links und φ_{315° nach rechts von der Achse zu nehmen ist, wenn man vom Schwerpunkte S aus nach vorn sieht. Der ganze Schwingungsbogen σ (die Amplitude) des Schlängelns folgt durch Addition der absoluten Werthe φ_{135° und φ_{315° zu

$$\sigma = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{Tg} 2r\sqrt{2} \quad \ldots \quad 12)$$

Die Constante $C = \varphi_{135^\circ} - \frac{\sigma}{2}$ wird durch die Stellung der Kurbeln beim Beginn der Bewegung bestimmt und giebt den Abstand der Mittellinie der Schwingung von der Maschinenachse an. Die Sache gestaltet sich am günstigsten, wenn der Schwin-

gungsbogen σ sich auf beide Seiten der Achse gleich vertheilt, oder $C = 0$ ist, was nach 10) den anfänglich bei $\varphi = 0$ vorhandenen Winkel $\alpha = 45^0$ oder $180^0 + 45^0$ bedingt. Dagegen kommt der Schwingungsbogen ganz auf eine Seite der Achse zu liegen, wenn die Bewegung mit $\alpha = 180^0 - 45^0$ oder $360^0 - 45^0$ beginnt.

Das Schlängeln infolge der relativen Bewegung der Massen ist nach 12) von der Kolben- und Fahrgeschwindigkeit unabhängig und fällt bei Innencylindern kleiner als bei Aussencylindern aus, die Kupplung der Räder vermindert es bei den ersteren noch, während sie dasselbe bei den letzteren verstärkt; das Schlängeln wird ferner um so kleiner, je leichter die bewegten Massen und je grösser das Trägheitsmoment der Locomotive ausfällt, d. h. je schwerer die Maschine ist und je weiter die Massen von dem Schwerpunkt derselben abstehen (Nutzen des grossen Radstandes, langer Kessel, vorn liegender Cylinder u. s. w.).

Für die numerische Berechnung ist die genaue Ermittelung des Trägheitsmomentes sehr umständlich; fassen wir die Locomotive als ein Parallelepiped mit den zur Drehachse normalen Kanten b und h auf, so wird der Werth $T = \frac{1}{12}\frac{Q}{g}(b^2 + h^2)$ wenigstens eine Annäherung gewähren. Die beim Zucken angeführten Daten mögen einer ungekuppelten Aussencylindermaschine angehören, für welche noch sei $e = 0{,}95$ m, $b = 2$ m, $h = 6$ m. Es folgt dann $T \cdot g = \frac{1}{12} 24000\,(2^2 + 6^2) = 80000$ und nach 12) $\sigma = \frac{360 \cdot 0{,}95}{80000} \cdot 2 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}414 = 0{,}0036$ m, was an der Vorderachse in 2 m Entfernung von dem Schwerpunkt $2 \cdot 0{,}0036$ m $= 0{,}0072$ m ausmacht.

Bei der Maschine vor dem Zuge wird das Schlängeln noch beeinflusst durch die Zugkraft. Die Ursachen heben sich bei einigen Kurbelstellungen auf, während sie sich bei anderen vereinigen. Die Umstände, welche das Schlängeln zurückhalten, sind bereits im vorigen Paragraphen auf p. 190 angeführt worden.

Die Resultirende der Beschleunigungskräfte für die verticale Bewegung der Massen wird im Allgemeinen nicht durch den Schwerpunkt gehen, und es treten daher auch durch die Massen die Bewegungen des Wankens und Nickens ein. Die näheren Untersuchungen über diesen Gegenstand können hier ihrer Ausdehnung halber nicht angegeben werden. Es ist jedoch ohne Rechnung einzusehen, dass es zweckmässig sein wird, die Beschleunigungskräfte möglichst nahe den Schwerpunktsachsen zu haben, woraus den Innencylindern und der Cylinderlage, bei welcher die Kreuzkopflaufmitte unter dem Schwerpunkte der Locomotive liegt, wieder Vorzüge erwachsen.

Die berechneten störenden Bewegungen erscheinen bedeutend genug, um an ihrer Beseitigung oder Verminderung zu arbeiten.

Bei der Stephenson'schen Dreicylindermaschine wird das Schlängeln durch die Massenbewegung vermieden, dagegen das Zucken durch die grossen Kolbenmassen erhöht. Eine Beseitigung beider Störungen strebt die Viercylindermaschine von Haswell an, welche statt eines Cylinders an jeder Seite deren zwei mit entgegengesetzter Kolbenbewegung trägt. Allein diese Constructionen sind für den jetzigen Werth der Sache zu complicirt; ein einfaches und die heutigen Anforderungen noch befriedigendes Mittel bietet die Anwendung der Gegengewichte in den Triebrädern. Ihre Erfindung wird von Clark dem bekannten Stephenson zugeschrieben; die erste eingehende Untersuchung über die Wirkung derselben rührt von Nollau her.

Man wird auf die Gegengewichte geführt durch die Verminderung der Störungen infolge der den Triebmassen entgegengesetzt bewegten Kuppelmassen. Wollte man

durch solche Gegengewichte nur das Zucken verhüten, so hätte man nach 3) und 7) das Product aus ihrem Gewichte in den horizontalen resp. verticalen Schwerpunktsweg dem Producte des Triebgewichts und seines entsprechenden Schwerpunktsweges bei derselben Kurbeldrehung gleich und die Bewegungen selbst entgegengesetzt herzustellen, um die horizontale resp. verticale Schwingung aufzuheben. Die Vertheilung der Gegengewichte auf die beiden Räder würde dabei gleichgültig sein. Nicht so, wenn man zugleich das Schlingern beseitigen will; dann müssen nach 12) auch die Momente in Bezug auf eine verticale Schwerpunktsachse gleich ausfallen und giebt es nur eine Gewichtsvertheilung, welche dieser Forderung genügt.

Um sowohl das Zucken als das Schlingern gänzlich zu beseitigen, kann man sich zunächst den betreffenden Trieb- und Kuppelmassen Q_t und Q_k (siehe p. 191 u. 192) gegenüber Gegenmassen $\mathfrak{Q}_t$ und $\mathfrak{Q}_k$ von gleicher Grösse in demselben Abstande r von der Drehachse angebracht denken; die Wirkung dieser Massen und Gegenmassen muss sich vollständig aufheben. Jede solche Gegenmasse zerlege man in zwei Theile, welche in die Triebräder kommen nach dem Hebelgesetze, damit dieselben zusammen der Gegenmasse gleichkommen und an der Achse dasselbe Drehmoment wie die beseitigte Gegenmasse ausüben. Nun reducire man diese Gewichte auf die gewünschte Entfernung ρ ihres Schwerpunkts von der Drehachse und vereinige sie in jedem Rade zu einem resultirenden Gewichte.

Bezeichnet

- $2e$ die Entfernung der Cylinderachsen und der Schwerpunkte der Gegentriebmassen $\mathfrak{Q}_t$ von einander,
- $2e_1$ die Entfernung der Schwerpunkte der etwaigen Gegenkuppelmassen $\mathfrak{Q}_k$,
- $2s$ den Abstand der Schienen- oder Rädermittel,
- G_1 das Gewicht, welches bei der Zerlegung der Gegenmassen auf das der Kurbel nächstliegende Rad fällt,
- G_2 das Gewicht, welches dabei das andere Rad erhält,
- ρ den Schwerpunktsabstand der Gewichte G_1 und G_2 von der Achse und
- r den Kurbelhalbmesser,

Fig. 14.

Fig. 15.

so ist nach dem Obigen für Innen- (Fig. 14) und Aussen- (Fig. 15) Cylinder

$$G_1 = \frac{r}{\rho}\left(\mathfrak{Q}_t \frac{s+e}{2s} \pm \mathfrak{Q}_k \frac{e_1+s}{2s}\right)$$

und

$$G_2 = \frac{r}{\rho}\left(\mathfrak{Q}_t \frac{s-e}{2s} \mp \mathfrak{Q}_k \frac{e_1-s}{2s}\right) \quad \ldots . \; 13)$$

Die oberen Zeichen gelten für gleichgerichtete, die unteren für entgegengesetzt gerichtete Kuppel- und Triebkurbeln. Die Schwerpunkte von G_1 und G_2 liegen in der Ebene, welche durch die Drehachse und die Schwerpunkte von $\mathfrak{Q}_t$ und $\mathfrak{Q}_k$ gedacht werden kann; fällt G_2 negativ aus, so liegt es vom Mittelpunkte der Achse aus der zerlegten Masse entgegengesetzt.

Sollen nun die beiden Gewichte in eins von der Grösse G mit derselben Entfernung ρ zusammenfallen, so muss die Centrifugalkraft desselben, nach den Schwerpunktsradien von G_1 und G_2 zerlegt, Componenten liefern, welche den Centrifugalkräften der Gewichte G_1 und G_2 gleich sind. Setzen wir ψ den Winkel zwischen G und G_1, so folgt

$$\frac{G}{g}\,\omega^2\rho\cos\psi = \frac{G_1}{g}\,\omega^2\rho$$

$$\frac{G}{g}\,\omega^2\rho\sin\psi = \frac{G_2}{g}\,\omega^2\rho,$$

woraus sich findet durch Addition der Quadrate

$$G = \sqrt{G_1^2 + G_2^2} \quad . \; . \; . \; . \; 14)$$

und durch Division

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{G_2}{G_1} \quad . \; . \; . \; . \; 15)$$

Das Gegengewicht G fällt also in die Richtung der Diagonale eines Parallelogrammes, dessen Seiten G_1 und G_2 proportional sind. In Fig. 16 ist das Vorderrad und in Fig. 17 das Hinterrad mit den Gegengewichten gezeichnet, beide Räder von vorn

Fig. 17.

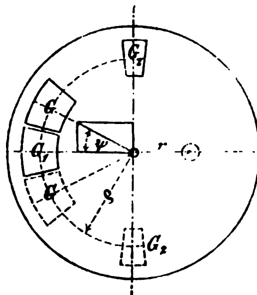
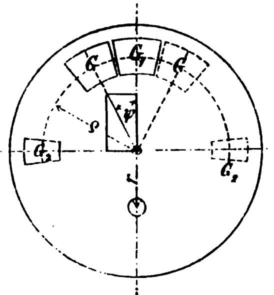


Fig. 16.



gesehen. Das punktirte G_2 und das punktirte G entsprechen den Aussencylindermaschinen; bei denselben wird übrigens G_2 so klein, wenn e und e_1 nicht viel von s abweichen, dass man einfach das Gegengewicht $G = G_1 = \frac{r}{\rho}(\mathfrak{Q}_t + \mathfrak{Q}_k)$ nehmen und es der Triebkurbel genau entgegengesetzt stellen kann.

Aussencylinder bedingen grössere Gegengewichte als Innencylinder; am grössten fallen die Gewichte aus bei den gekuppelten Aussencylindermaschinen, während die gekuppelten Innencylindermaschinen mit entgegengesetzten Trieb- und Kuppelkurbeln die kleinsten erhalten.

Gegengewichte, welche die horizontalen Störungen gänzlich beseitigen sollen und daher die Grösse erhalten müssen, welche aus $\mathfrak{Q}_t = A + B + K$ und $\mathfrak{Q}_k = Q_k$ folgt, fallen namentlich für Aussencylinder wegen der Uebereinstimmungen der Kurbel-

richtungen von Q_t und Q_k sehr gross aus. Der Ueberschuss von $\mathfrak{Q}_t$ über $A + \frac{\lambda}{\mathfrak{L}} B$, welches mit $\pm \mathfrak{Q}_k$ verbunden, nach 8) die Verticalbewegung $\mathfrak{f}_v$ aufheben würde. führt zu neuen Verticalstörungen, welche die Pressung zwischen Rad und Schiene so veränderlich machen, dass eine rasche und sehr nachtheilige ungleichmässige Abnutzung der Bandagen und die Gefahr des Aufspringens eines Rades von der Schiene hervorgerufen wird. Da nun derartige Schwankungen um so mehr gemieden werden müssen, je grösser die Fahrgeschwindigkeit sein soll, so ist es empfehlenswerth, die Gegengewichte für Personenzugmaschinen entweder lediglich auf die Beseitigung der Verticalstörung einzurichten, also $\mathfrak{Q}_t = A + \frac{\lambda}{\mathfrak{L}} B$ und $\mathfrak{Q}_k = Q_k$ zu nehmen, oder je nach der grösseren oder kleineren Fahrgeschwindigkeit $1/4$ bis $1/3$ der hin- und hergehenden Massen mit auszugleichen. Das dann bleibende Zucken ist bei der geringen Anspannung des Zughakens ohne Nachtheil. Bei den Güterzugmaschinen werden dagegen die Zugapparate sehr stark in Anspruch genommen, und empfiehlt es sich daher, hier das Zucken mehr zu beseitigen. Die vollständige Aufhebung desselben führt aber zu sehr grossen Gegengewichten, deren Anbringung in den kleinen Triebrädern schwierig ist, und man geht deshalb auch hier meistens zur Ausgleichung der rotirenden Theile und etwa der Hälfte der hin- und hergehenden Theile hinunter, obgleich wegen der geringeren Geschwindigkeit die Centrifugalkraft nicht so störend auftritt, wie bei den Personenzugmaschinen. Räder von ca. 1 m Durchmesser gestatten kaum die Ausgleichung der rotirenden Theile.

Die Vertheilung von G auf die gekuppelten Räder kann zweckmässig in der Weise geschehen, dass man jedem Rade zunächst denjenigen Betrag von G giebt, welcher die Wirkung der mit demselben sich drehenden Massen aufhebt, und den von den hin- und hergehenden Massen herrührenden Betrag auf sämmtliche Räder gleichmässig vertheilt, damit die Schienenpressungen möglichst geringe Veränderungen durch die Centrifugalkräfte erleiden.

E. Constructionsverhältnisse für den Locomotivbau.

§ 18. Bestimmung des Effectes für die Berechnung der Locomotive. — Bei der Berechnung einer Locomotive wird zweckmässig eine zwischen der durchschnittlichen und der höchsten liegende Leistung zu Grunde gelegt. Weil der schädliche Einfluss einer Effectsteigerung auf den Brennmaterialverbrauch verhältnissmässig grösser ist, als der Vortheil bei einer Effectverminderung, so erhält man dann als durchschnittlichen Brennmaterialverbrauch den der Rechnung.

Gegeben ist das Gewicht des Zuges, welcher auf einer bestimmten Bahnstrecke mit der festgesetzten Geschwindigkeit unter normalen Witterungsverhältnissen befördert werden soll. Es muss zunächst der Widerstand des Zuges unter den gegebenen Verhältnissen ermittelt werden. Bezeichnet

T das Gewicht des Zuges incl. Tender und excl. Maschine in Tonnen à 1000 Kilogramm,

z den Zugwiderstand in Kilogrammen pro Tonne des Zuggewichts,

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Secunde,

$\mathfrak{V}$ die bei derselben zurückgelegte Wegstrecke in Kilometern pro Stunde.

so ist zunächst nach 14) des § 11

$$V = 0{,}278\,\mathfrak{V} \text{ oder } \mathfrak{V} = 3{,}6 \cdot V \;\ldots\ldots\; 1)$$

und ferner die an dem Zughaken oder der Tenderkupplung der Locomotive wirksame Nutzzugkraft Z_n

$$Z_n = z\,T \;\ldots\ldots\; 2)$$

Zur Bestimmung der Dimensionen der Locomotiven müssen wir aber auch den Widerstand kennen, welchen ihre eigene Bewegung verursacht. Dieser wird durch das Gewicht der Maschine bestimmt, welches entweder vorläufig nach ähnlichen Maschinen angenommen oder mit Hülfe von 17) § 11 auf folgendem Wege annäherungsweise bestimmt werden kann.

In den Formeln

$$\left.\begin{array}{l} Q = 15^{\mathrm{T}} + \frac{H}{6} \text{ für Maschinen mit bes. Tender} \\ Q = 11^{\mathrm{T}} + 0{,}3\,H \text{ für Tendermaschinen} \end{array}\right\} \ldots\ldots 3)$$

oder allgemein

$$Q = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,H$$

giebt Q das Gewicht der Locomotive in Tonnen,
H die Heizfläche des Kessels in Quadratmetern an.

Die Zugkraft Z der Locomotive muss daher betragen $z\,(T + Q)$, und folglich ist der Effect derselben in Pferdekräften

$$\frac{z\,(T + Q)\,V}{75} = N.$$

Da nun nach § 9 p. 163 für eine bestimmte Maschinengattung die Pferdezahl $\frac{N}{H}$ pro Quadratmeter Heizfläche unter den mittleren Verhältnissen festgesetzt war, so folgt mit Hülfe der Beziehung 3)

$$\frac{z\,(T + Q)\,V}{75} = \left(\frac{N}{H}\right) H = \left(\frac{N}{H}\right) \cdot \frac{Q - \mathfrak{A}}{\mathfrak{B}},$$

woraus sich das Gewicht der zu verwendenden Locomotive findet zu

$$Q = \frac{T + \dfrac{75\left(\dfrac{N}{H}\right)\mathfrak{A}}{\mathfrak{B}\,z\,V}}{\dfrac{75\left(\dfrac{N}{H}\right)}{\mathfrak{B}\,z\,V} - 1} \;\ldots\ldots\; 4)$$

Um aus der jetzt bekannten Zugkraft

$$Z = z\,(T + Q) \;\ldots\ldots\; 5)$$

mittelst Gleichung 7) § 11,
oder aus dem Effecte in Pferdekräften

$$N = \frac{Z \cdot V}{75} \;\ldots\ldots\; 6)$$

mittelst der Kolbengeschwindigkeit die Dimensionen des Cylinders bestimmen zu können, ist es nöthig, über Triebraddurchmesser und Kolbenschub sich zu entscheiden.

§ 19. Durchmesser der Räder und Dimensionen des Cylinders. — Der Durchmesser $\mathfrak{D}$ der Triebräder wird zweckmässig um so grösser gewählt, je

grösser die Fahrgeschwindigkeit sein soll, um eine mässige Umdrehungszahl des Rades und nicht zu grosse Kolbengeschwindigkeit pro Secunde zu erhalten, welche wegen der Massenwirkungen zuträglich sind. Den jetzigen Ausführungen entspricht im Mittel

$$\mathfrak{D} = 0{,}95\,\text{m} + 0{,}04\,V \;.\;.\;.\;.\; 1)$$

Diese Formel giebt erst bei $V = 25$ m $\mathfrak{D} = 1{,}95$ m. Man ist ja von dem sehr grossen Triebraddurchmesser zurückgekommen nach Aufgabe des Crampton'schen Systemes wegen der Unbequemlichkeit der grossen Räder beim Ein- und Ausbringen derselben, des zerstörenden Einflusses ihres grossen Gewichts auf die Schienen und der durch sie bedingten, für die Stabilität nachtheiligen hohen Lage des Kessels im Falle einer treibenden Mittelachse.

Die »Technischen Vereinbarungen« setzen in § 163 als geringsten Werth für $\mathfrak{D}$ fest:

0,9 m	wenn $\mathfrak{V}$	$<$ 25	km	pro	Stunde,		
1,1 m	-	- $<$ 30	-	-	- ,		
1,3 m	-	- $<$ 45	-	-	-	und	
1,5 m	-	- $>$ 45	-	-	- .		

Da die Gefahr eines Aufsteigens des Rades auf die Schiene mit dem Durchmesser des Rades wächst, so nimmt man die Durchmesser der Laufräder kleiner als die der Triebräder. Sie liegen zwischen 0,9 m und 1,35 m und richten sich ebenfalls zweckmässig nach der Umdrehungszahl; gewöhnlich findet man indessen 1,1 m.

Neben dem Durchmesser der Triebräder bestimmt der Kolbenschub l die Cylinderdimensionen. Da für alle Locomotivgattungen nahezu eine gleiche Pferdezahl gefordert wird, so fällt nach 6) § 18 die Zugkraft Z der Fahrgeschwindigkeit V etwa indirect proportional aus. Die zur Berechnung des Cylinderdurchmessers d verwendbare Formel 7 des § 11 liefert

$$d = \sqrt{\frac{Z}{\eta_m\,p_i}\,\frac{\mathfrak{D}}{l}} = \sqrt{\frac{75\,N}{\eta_m\,p_i\,V}\,\frac{\mathfrak{D}}{l}}\,.$$

Man richtet nun die Cylinder des Brennmaterialverbrauchs halber auf möglichst hohe Expansion ein und nutzt deshalb den verfügbaren beschränkten Raum für die Cylinder aus; die Durchmesser müssen daher, bei den verschiedenen Maschinen ziemlich übereinstimmend gehalten werden. Da $\mathfrak{D}$ nach 1) nicht proportional V, sondern in geringerem Maasse wächst, so können mit steigendem V die anderen Factoren p_i und l des Nenners abnehmen. Ersterer Factor gestattet den rasch laufenden Maschinen stärkere Expansion, was wegen des geringeren Güteverhältnisses η_z der Zugkraft bei ihnen gegenüber den Güterzugmaschinen nützlich ist, und ein kürzerer Kolbenschub sichert einen ruhigeren Gang bei rascher Fahrt. Der Kolbenschub l darf daher nach 1) auch von $\mathfrak{D}$ abhängig gemacht werden; in guter Uebereinstimmung mit der Praxis kann man setzen bei Maschinen für den Fahrdienst

$$l = 0{,}8\,\text{m} - 0{,}13\,\mathfrak{D} \;.\;.\;.\;.\; 2^{a})$$

Die Anbringung des Kurbelzapfens in dem Triebrade und die Verhütung des Aufschlagens der Schub- oder Kuppelstangentheile auf den Erdboden verlangt aber die bei kleinen Triebrädern maassgebende Grenze von etwa

$$l < \mathfrak{D} - (0{,}16\,\text{m} + 0{,}6\,d) \;.\;.\;.\;.\; 2^{b})$$

Die Kolbengeschwindigkeit v wächst trotz der Zunahme von $\mathfrak{D}$ und der Abnahme von l mit V, wie die Ausrechnung nach der Gleichung 11) des § 11

$$v = \frac{2}{\pi}\cdot\frac{l}{\mathfrak{D}}\cdot V \;.\;.\;.\;.\; 3)$$

zeigt. Die Betrachtung des § 10 stellte dies auch als nützlich heraus zur Ausgleichung der veränderlichen Kolbenkräfte, welche die mit V zunehmende Expansion liefert, für ihre Einwirkung auf den Kurbelzapfen. Gleichzeitig wird durch eine grössere Kolbengeschwindigkeit die Wirkung des Blasrohrs gehoben, weil die Ausströmung aus demselben gleichmässiger erfolgt. Sollte der ermittelte Werth v den vorliegenden Verhältnissen nicht entsprechen, so kann v zweckmässig festgesetzt werden, und dann ergiebt sich aus 3)

$$\frac{l}{\mathfrak{D}} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{v}{V} \quad \ldots . 4)$$

Dieser Fall tritt z. B. bei den lediglich für Rangirdienst bestimmten Maschinen mit kleinen Triebrädern ein, hier findet sich im Mittel $\frac{l}{\mathfrak{D}} = 0,5$ vor.

Der Durchmesser der Dampfcylinder kann nun nach der obigen Formel

$$d = \sqrt{\frac{Z}{\eta_m \, p_i} \cdot \frac{\mathfrak{D}}{l}} \quad \ldots . 5)$$

berechnet werden, worin

d den Durchmesser des Cylinders in Centimetern liefert, wenn

p_i den nach Gleichung 5) § 8 zu bestimmenden oder unter den für die Berechnung der Tabelle auf p. 163 angenommenen Verhältnissen einfacher aus dieser Tabelle zu entnehmenden Werth des mittleren Kolbendruckes in Kilogrammen pro Quadratcentimeter oder in Atmosphären und

η_m das Güteverhältniss aus der Tabelle auf p. 160 eingeführt sind. (Vergl. 7ª p. 172.)

Damit sich in dem Cylinder die Eintrittsspannung p herstellt, muss im Kessel eine um so viel höhere Spannung herrschen, wie zur Ausgleichung der Spannungsverluste durch Querschnittsänderung, Abkühlung u. s. w. erforderlich ist. Unter normalen Verhältnissen (nahe geöffnetem Regulator und genügender Schieberöffnung) beträgt die Differenz bei Aussencylindern nicht über 10 %, bei den besser gegen Abkühlung gesicherten Innencylindern noch weniger, mitunter verschwindet sie ganz. Eine genaue Formel würde zu complicirt ausfallen; sie ist auch entbehrlich, weil man ohne Nachtheil für den Dampfverbrauch die Dampfspannung im Kessel höher als erforderlich nehmen und durch entsprechende Regulatoröffnung die gewünschte Spannungsreduction erzielen kann. Wird die Kesselspannung um 1—2 Atmosphären höher als die Cylinderspannung gewählt, so hat man für den Nothfall beim Anfahren u. s. w. eine etwas höhere Spannung zur Verfügung und erschwert unter normalen Verhältnissen durch eine kleinere Regulatoröffnung das Mitreissen des Wassers aus dem Kessel.

§ 20. Verbrauch an Dampf und Brennmaterial. Heiz- und Rostfläche. — Der stündliche Dampf- und Brennmaterialverbrauch ist nach dem Vorgange des § 9 aus den bisher bestimmten Daten zu berechnen oder bei Anschluss an die Verhältnisse der Tabelle p. 163 kürzer und mit genügender Genauigkeit aus der Tabelle sofort zu entnehmen. Aus diesen Zahlen findet sich

$$D = \frac{D}{N} \cdot N \quad \ldots . 1)$$

und

$$B = \frac{D}{\frac{D}{B}} \text{ oder } B = \frac{B}{N} \cdot N \quad \ldots . 2)$$

worin bezeichnet

D den totalen stündlichen Dampfverbrauch incl. der Verluste, in Kilogrammen,

$\frac{D}{N}$ denselben Werth für 1 Pferdekraft,

B den stündlichen Aufwand an Brennmaterial zur Dampferzeugung,

$\frac{B}{N}$ denselben Werth für 1 Pferdekraft und

$\frac{D}{B}$ die Anzahl Kilogramme Dampf, welche durch das Verbrennen von 1 Kilogramm Brennmaterial gebildet werden.

Darauf kann die zur Dampferzeugung erforderliche Heizfläche des Kessels und die zugehörige Rostfläche R ermittelt werden zu

$$H = \frac{D}{\frac{D}{H}} \text{ oder } H = \frac{N}{\frac{N}{H}} \quad \ldots . \; 3)$$

$$R = \frac{B}{500} - \frac{B}{600} \text{ für Coke und} \quad \ldots . \; 4^{a})$$

$$R = \frac{B}{350} - \frac{B}{500} \text{ für Kohlen} \quad \ldots . \; 4^{b})$$

Hierin ist

H und R die Heiz- und Rostfläche in Quadratmetern,

$\frac{D}{H}$ die Anzahl Kilogramme Dampf, welche mit einem Quadratmeter Heizfläche erzeugt werden sollen, und

$\frac{N}{H}$ die Pferdezahl der Maschine auf 1 Quadratmeter Heizfläche.

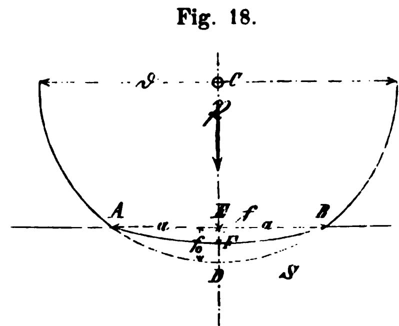
Der grössere Divisor wird bei starkem Brennmaterialverbrauch (der Schnellzug- und Gebirgsmaschinen) genommen, um nicht zu grosse Rostflächen für den geringen verfügbaren Raum zu erhalten. Da für die Berechnung der Locomotiven eine grosse Arbeitsleistung vorausgesetzt wurde, so sind hier die Divisoren für R etwas höher eingeführt als die mittleren Werthe auf p. 128, damit letztere bei den mittleren Leistungen zutreffen und bei schwachem Feuer die vollständige Bedeckung des Rostes mit Brennmaterial ohne Schwierigkeit auszuführen ist.

§ 21. Anzahl der Achsen. — Nach der Feststellung der Hauptdaten für die Locomotive ist man in den Stand gesetzt, das Gewicht derselben hinreichend genau zu ermitteln, wenn man sich nicht einfach auf die Formel 3) § 18 verlassen will. Bei der Annahme dieser Formel würde es räthlich sein, die Constanten 𝔄 und 𝔅 nach der in einer Fabrik oder bei einer Eisenbahnverwaltung üblichen Bauweise zu bestimmen; die hier eingeführten Werthe sind eben Mittelwerthe aus den verschiedensten Ausführungen.

Darauf lässt sich die Entscheidung treffen, wie viele Achsen die Locomotive erhalten muss, um das berechnete Gewicht auf die Schienen zu übertragen, ohne eine rasche Abnutzung der Räder und Schienen herbeizuführen. Die »Technischen Vereinbarungen« empfehlen in § 105, als Druck eines Rades gegen die Schienen 7 t nicht zu überschreiten, ohne auf den Durchmesser des Rades Rücksicht zu nehmen, der doch von grossem Einflusse sein muss. Um darüber Aufschluss zu erhalten, stelle Fig. 18 ein Rad vom Durchmesser 𝔇 vor, welches infolge des Druckes eine kleine Vertiefung in die Schiene S gedrückt und dabei sich selbst an der Berüh-

rungsstelle comprimirt hat, so dass der Bogen AFB die Grenze zwischen Rad und Schiene bildet. Die verticalen Schienenfasern sind in ihrer Gesammtheit um das Segment AFB verkürzt, die verticalen Radfasern aber um die Sichel $AFBD$. Wären die in Anspruch genommenen Fasern des Rades und der Schiene von gleicher Länge und aus gleichem Material, so würden sie sich bei derselben Spannung um ein gleiches Stück verkürzen, so dass der Bogen AFB die verticalen Ordinaten des Kreissegmentes ADB halbirte. Jedenfalls wird man die Tiefe EF der Grube oder f als einen gewissen Theil des Kreisbogenpfeiles ED oder f_0 auffassen und $f = \alpha f_0$ setzen können, wobei α unter derselben Druckspannung und bei denselben Materialien wiederkehrt.

Fig. 18.



Der Bogen AFB gehört wegen der Verkürzung der Kreisordinaten bei ungeänderten Abscissen einer Ellipse an; wir wollen ihn aber der Einfachheit wegen als Parabel betrachten. Die mittlere Ordinate der Parabelfläche ABF beträgt $^2/_3 f$ und repräsentirt die Verkürzung unter der mittleren Druckspannung, welche sich bei einer Faserlänge λ und dem Elasticitätsmodul E der Schiene zu $\frac{^2/_3 f}{\lambda} E$ berechnet. Setzen wir die Länge der eingedrückten Stelle $AB = 2a$ und die Breite des tragenden Schienenkopfes $= b$, so ist, da die Resultirende der Schienendruckspannungen gleich dem Raddruck $\mathfrak{P}$ sein muss,

$$\mathfrak{P} = {}^2/_3 \frac{\alpha f_0}{\lambda} E \cdot 2 \cdot a \cdot b.$$

Bedenkt man, dass $a = \sqrt{f_0(\mathfrak{D} - f_0)}$ oder bei der Kleinheit des Werthes f_0 genügend genau

$$a = \sqrt{f_0 \mathfrak{D}}$$

sein muss, so folgt

$$\mathfrak{P} = \frac{4E}{3} \frac{\alpha f_0}{\lambda} b \sqrt{f_0 \mathfrak{D}}.$$

Sollen nun die Schienen und Räder niemals über ein gewisses Maass angegriffen werden, so darf f und folglich auch f_0 einen bestimmten Werth nicht überschreiten. Da die andern Factoren von $\sqrt{\mathfrak{D}}$ ebenfalls constant sind, so können wir also setzen

$$\mathfrak{P} < \mathfrak{C} \sqrt{\mathfrak{D}} \quad \ldots . \ 1)$$

Die Räder schnell fahrender Züge dürfen wegen der heftigeren Radstösse gegen die Schienen bei Unebenheiten der Bahn nicht so stark belastet werden, wie die der langsam gehenden; es ist daher $\mathfrak{C}$ verschieden für die betreffenden Züge und nach den Ausführungen der Praxis folgendermaassen zu setzen

bei Personenzugmaschinen $\mathfrak{P} < 5 \sqrt{\mathfrak{D}} \quad \ldots . \ 1^a)$

bei Güterzug- und Rangirmaschinen $\mathfrak{P} < 6 \sqrt{\mathfrak{D}} \quad \ldots . \ 1^b)$

worin angiebt

$\mathfrak{P}$ den zulässigen Druck des Rades gegen die Schiene in Tonnen und

$\mathfrak{D}$ den Raddurchmesser in Metern.

Beträgt nun der ermittelte zulässige Druck $2\mathfrak{P}$ einer Triebachse mehr als das nach 3^b) § 12 zur Vermeidung des Gleitens erforderliche Gewicht

$$Q_a > 0{,}006 \cdot m Z \ldots . 2)$$

so ist die Anwendung einer Triebachse ausreichend, wenn noch genügende Belastungen für die anderen Achsen bleiben, welche zusammen nicht unter die Hälfte des Gesammtgewichts erhalten sollen. Letztere Bedingung ist bei dem grössten Druck von etwa 14 t und dem heutigen Gewicht der Maschinen erfüllt. Fällt das Gewicht Q_a grösser als der Druck $2\mathfrak{P}$ aus, so bestimmt die dem Quotienten $\frac{Q_a}{2\mathfrak{P}}$ nächste grössere ganze Zahl die Anzahl i der Triebachsen. Der Rest des Gewichts der Locomotive kommt auf die Achsen der Laufräder vom Durchmesser $\mathfrak{D}_1$, deren so viel (i_1) zu nehmen sind, dass der Bedingung genügt wird

$$2 i \mathfrak{P} + 2 i_1 \mathfrak{P}_1 > Q \ldots . 3)$$

wobei wieder $\mathfrak{P}_1 < \genfrac{}{}{0pt}{}{5}{6}$ resp. $\sqrt{\mathfrak{D}_1}$ bleiben muss.

Lässt sich das vorhandene Maschinengewicht auf zwei Achsen mit Erfüllung von 3) unterbringen, so braucht man nicht drei Achsen auszuführen, welche in scharfen Curven nur lästig werden. Die Furcht vor den Folgen eines Achsenbruches hat keinen Grund, denn der Nutzen einer dritten Achse dürfte wohl ausgeglichen werden durch die Erhöhung der Wahrscheinlichkeit des Eintritts eines Achsenbruches überhaupt infolge der Einfügung der dritten Achse unter der Annahme gleicher Sicherheit bei der Construction der Achsen. Ebenso ungerechtfertigt ist es aber auch, sich gegen drei oder mehr Achsen sträuben zu wollen, wenn das aus der erforderlichen Heizfläche resultirende Gewicht der Locomotive diese Zahl verlangt.

Die wirkliche Lastvertheilung auf die einzelnen Achsen soll dann nach § 13 geregelt werden.

Die Herstellung der Maschine aus den berechneten Elementen fällt natürlich nach dem gewählten Maschinensysteme verschieden aus, und muss das Weitere darüber den betreffenden einzelnen Capiteln überlassen bleiben. Wir zeigen zum Schluss dieses Capitels die Anwendung der aufgestellten Formeln an einigen Beispielen.

§ 22. Beispiele zur Berechnung der Locomotiven.

1) Berechnung einer Schnellzugmaschine, welche auf der Horizontalen einen Zug von 70 t Gewicht excl. Maschine und Tender mit einer Geschwindigkeit von 90 Kilometer pro Stunde unter günstigen Verhältnissen fortschaffen und die normale Fahrgeschwindigkeit in 3 Minuten herstellen kann.

Die Fahrgeschwindigkeit V in Metern pro Secunde ist nach 1) § 18 $0{,}278 \cdot 90 = 25$ m, und daher nach Formel 15ª) § 11, welche wir der Kürze halber hier benutzen wollen, die Zugkraft pro Tonne

$$z = 2{,}25 + \frac{25^2}{80} = 10 \text{ kg}.$$

Für das Tendergewicht dürfen wir 25 t in Rechnung bringen; es beträgt also $T = 70 + 25 = 95$ t, und daraus findet sich, wenn wir $\frac{N}{H} = 3{,}75$ nach der Tabelle auf p. 163 feststellen, das zu erwartende Maschinengewicht nach 4) § 18

$$Q = \frac{95 + \dfrac{75 \cdot 3{,}75 \cdot 15}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 25}}{\dfrac{75 \cdot 3{,}75}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 25} - 1} = 34 \text{ t}.$$

Nun ergiebt sich die Zugkraft aus 5) § 18

$$Z = 10\,(95 + 34) = 1290 \text{ kg}$$

und der zu leistende Effect in Pferdekräften nach 6) § 18

$$N = \frac{1290 \cdot 25}{75} = 430.$$

Es möge sein der Triebraddurchmesser (1, § 19)

$$\mathfrak{D} = 0{,}95 + 0{,}04 \cdot 25 = 1{,}95 \text{ m}$$

und der Kolbenschub (2[a], § 19)

$$l = 0{,}8 - 0{,}13 \cdot 1{,}95 = 0{,}55 \text{ m}.$$

Nehmen wir die Dampfspannung im Cylinder zu 8 Kilogramm pro Quadratcentimeter und 0,25 Füllung an, so ist nach der Tabelle p. 163 $p_i = 0{,}45 \cdot 8 = 3{,}6$ Kilogramm und nach p. 160 $\eta_m = 0{,}74$, woraus der Cylinderdurchmesser d folgt (5, § 19)

$$d = \sqrt{\frac{1290 \cdot 1{,}95}{0{,}74 \cdot 3{,}6 \cdot 0{,}55}} = 41{,}5 \text{ cm}.$$

Nach der Angabe der Tabelle p. 163 beträgt

$$\frac{D}{N} = 11{,}5 \text{ kg}, \quad \frac{B}{N} = 2{,}3 \text{ kg (Kohlen)}$$

und daher der stündliche Verbrauch an Dampf (1, § 20)

$$D = 11{,}5 \cdot 430 = 4945 \text{ kg},$$

sowie der an Kohlen (2, § 20)

$$B = 2{,}3 \cdot 430 = 989 \text{ kg}.$$

Daraus findet sich die Heiz- und Rostfläche (3 u. 4, § 20)

$$H = \frac{4945}{43} = 115 \text{ qm oder } H = \frac{430}{3{,}75} = 115 \text{ qm},$$

$$R = \frac{989}{500} = 1{,}98 \text{ qm}.$$

Das Gewicht würde nach 3) § 18 $Q = 15 + \frac{115}{6} = 34$ t betragen, wie schon oben gefunden wurde.

Zur Berechnung des Adhäsionsgewichts ist $m = \frac{Z'}{Z}$ nöthig; die grösste Zugkraft tritt hier beim Anfahren ein und beträgt nach 8[b]) § 11 pro Tonne

$$z_a = \frac{10 + 2 \cdot 2{,}25}{3} + 1000 \cdot \frac{25}{9{,}81 \cdot 3 \cdot 60} = 19 \text{ kg},$$

so dass

$$\frac{Z'}{Z} = m = \frac{z_a}{z} = \frac{19}{10} = 1{,}9$$

zu setzen ist. Die Aeusserung dieser bedeutenden Anzugkraft bedingt einen mittleren Kolbendruck $p_i = 1{,}9 \cdot 0{,}45 \cdot 8 = 6{,}84$ Kilogramm pro Quadratcentimeter, der vermittelst grösserer Cylinderfüllung und Erhöhung der Anfangsspannung p durch weiteres Oeffnen des Regulators hervorgebracht werden muss. Dann folgt nach 2) § 21

$$Q_a > 0{,}006 \cdot 1{,}9 \cdot 1290$$

d. i.

$$Q_a > 14{,}7 \text{ t}.$$

Da die dem Triebraddurchmesser 1,95 m entsprechende zulässige Achsenbelastung nach 1[a]) § 21 $2 \cdot 5\sqrt{1{,}95} = 13{,}96$ t beträgt, so würde für diesen Fall die Anwendung einer Triebachse nicht mehr zulässig erscheinen. Nehmen wir also zwei Triebachsen,

welche dann auch im Falle eines etwas schwereren Zuges das Anziehen ohne Gleiten der Triebräder sichern, so ist zur Unterbringung des Locomotivgewichtes von 34 t ausserdem eine Laufachse (als Vorderachse) nöthig. Wählen wir den Durchmesser der Laufräder zu 1,2 m, so erhalten wir die Maximalbelastung ihrer Achse nach 2) § 21 zu $2 \cdot 5\sqrt{1,2} = 11$ t.

Die Gewichtsvertheilung auf die einzelnen Achsen kann etwa wie folgt ausgeführt werden:

Vorderachse	9,5 t
Mittelachse	12,25 t und
Hinterachse	12,25 t.

2) Die von einer Personenzugmaschine geforderte Leistung besteht in der Beförderung von 125 t excl. Maschine und Tender schweren Zügen mit einer Geschwindigkeit von 12 m in der Secunde auf einer Steigung von $\frac{1}{200}$ ohne starke Curven bei nicht günstiger Witterung.

Hier stellt sich die Zugkraft pro Tonne nach 15) § 11 auf etwa $2,6 + \frac{12^2}{60} + 5 = 10$ Kilogramm. Nehmen wir das Gewicht des Tenders zu 20 t an, so ergiebt sich bei $\frac{N}{H} = 3,25$ ein Locomotivgewicht (4, § 18)

$$Q = \frac{145 + \dfrac{75 \cdot 3,25 \cdot 15}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 12}}{\dfrac{75 \cdot 3,25}{\frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 12} - 1} = 30 \text{ t},$$

die Zugkraft

$$Z = (145 + 30)\, 10 = 1750 \text{ kg}$$

und der Effect in Pferden

$$N = \frac{1750 \cdot 12}{75} = 280.$$

Der Triebraddurchmesser entspreche der grösseren Geschwindigkeit von 16 m auf geringeren Steigungen als $\frac{1}{200}$, sei also (1, § 19)

$$\mathfrak{D} = 0,95 + 0,04 \cdot 16 = 1,6 \text{ m}$$

und der Kolbenschub (2^a, § 19)

$$l = 0,8 - 0,13 \cdot 1,6 - 0,59 \text{ m}.$$

Unter Annahme eines Cylinder-Dampfdruckes $p = 8$ kg und 0,3 Füllung ist $p_i = 0,5 \cdot p = 4$ (Tabelle p. 163) und daher der Durchmesser des Cylinders (5, § 19) bei $\eta_m = 0,76$ (p. 160)

$$d = \sqrt{\frac{1750 \cdot 1,6}{0,76 \cdot 4 \cdot 0,59}} = 39,5 \text{ cm}.$$

Ferner berechnet sich der stündliche Dampfverbrauch (Tabelle p. 163) auf

$$D = 12 \cdot 280 = 3360 \text{ kg},$$

wozu an Coke in der Stunde

$$B = 2 \cdot 280 = 560 \text{ kg}$$

erforderlich sind. Aus diesen Zahlen folgt für Heiz- und Rostfläche (3 und 4, § 20)

$$H = \frac{3360}{39} = 86 \text{ qm}, \; R = \frac{560}{500} = 1,12 \text{ qm}.$$

Das Maschinengewicht mag $15 + \frac{86}{6} = 29,5$ t betragen. Nimmt man auf die Er-

leichterung des Anfahrens durch die anfängliche Horizontale des Bahnhofs keine Rücksicht, so ist (8[b], § 11) bei $t = 3 \cdot 60$ Secunden

$$z_a = \frac{10 + 2 \cdot 7,6}{3} + 1000 \frac{12}{9,81 \cdot 180} = 15 \text{ kg}$$

und somit

$$m = \frac{z_a}{z} = \frac{15}{10} = 1,5,$$

woraus sich für das erforderliche Adhäsionsgewicht ergiebt (2, § 21)

$$Q_a > 0,006 \cdot 1,5 \cdot 1750$$

oder

$$Q_a > 15,75 \text{ t}.$$

Da eine Triebachse nur $10 \sqrt{1,6} = 12,6$ t aufnehmen darf, so müssen zwei gekuppelte Achsen und eine Laufachse angebracht werden, deren Belastungen etwa sein mögen:

Laufachse (Vorderachse) . .	8 t,
Triebachse (Mittelachse) . .	10,75 t und
Kuppelachse (Hinterachse) .	10,75 t.

3) Eine **Güterzugmaschine** für einen Zug von 500 t (excl. Maschine und 20 t schwerem Tender), welcher auf einer Steigung von $\frac{1}{250}$ unter günstigen Verhältnissen mit 6,5 m Geschwindigkeit in der Secunde oder 23,4 km pro Stunde bewegt werden soll.

Die Rechnung stellt sich folgendermaassen:

$$z = 2,5 + \frac{6,5^2}{80} + 4 = 7 \text{ kg},$$

$$\frac{N}{H} = 2,5.$$

$$Q = \frac{520 + \dfrac{75 \cdot 2,5 \cdot 15}{\frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 6,5}}{\dfrac{75 \cdot 2,5}{\frac{1}{6} \cdot 7 \cdot 6,5} - 1} = 38 \text{ t ca.},$$

$$Z = (520 + 38)\, 7 = 3906 \text{ kg}.$$

$$N = \frac{3906 \cdot 6,5}{75} = 338,5.$$

$\mathfrak{D} = 0,95 + 0,04 \cdot 9 = 1,3$ m (wegen der grösseren Geschwindigkeit 9 m auf der Horizontalen).

$$l = 0,8 - 0,13 \cdot 1,3 = 0,63 \text{ m},$$

$d = \sqrt{\frac{3906 \cdot 1,3}{0,77 \cdot (0,6 \cdot 8,5) \cdot 0,63}} = 15,3$ cm (bei einer Füllung von $\frac{l_1}{l} = 0,4$ und 8,5 kg Einströmungs-Dampfdruck im Cylinder),

$$D = 13,5 \cdot 338,5 = 4570 \text{ kg},$$

$$B = 2,35 \cdot 338,5 = 795 \text{ kg Kohlen}.$$

$$H = \frac{338,5}{2,5} = 135 \text{ qm},$$

$$R = \frac{795}{450} = 1,77 \text{ qm},$$

$$Q = 15 + \frac{135}{6} = 37,5 \text{ t},$$

$$z_a = \frac{7 + 2 \cdot 6,5}{3} + 1000 \cdot \frac{6,5}{9,81 \cdot 180} = 10,5,$$

$$m = \frac{10,5}{7} = 1,5,$$

$$Q_a \rangle\, 0,006 \cdot 1,5 \cdot 3906 \,\rangle\, 35 \text{ t}.$$

(Die Anforderung, dem Zuge auf der Steigung in 3 Minuten die Geschwindigkeit von 6,5 m zu ertheilen, ist eine hohe zu nennen; doch kann sie noch erfüllt werden, da bei 3 gekuppelten Achsen das Adhäsionsgewicht grösser als 35 t ausfällt, der Druck p_i im Cylinder muss alsdann $1,5 \cdot 0,6 \cdot 8,5 = 0,9 \cdot 8,5 = 7,65$ kg betragen. Gewöhnlich ist es ausreichend, wenn auf der Horizontalen die grössere Geschwindigkeit rasch hergestellt werden kann.)

Zulässige Belastung einer Triebachse $12\sqrt{1,3} = 13,7$ t, so dass alle 3 Achsen gekuppelt werden müssen, von welchen jede $\frac{37,5}{3} = 12,5$ t zu tragen hat.

4) Berechnung einer Gebirgslocomotive, welche bestimmt ist, Güterzüge von 175 t Gewicht excl. Maschine und Tender auf einer Steigung von $\frac{1}{40}$ und in scharfen Curven mit 4 m Geschwindigkeit pro Secunde zu ziehen. Das Tendergewicht mag 25 t betragen.

Hier finden sich folgende Zahlen:

$$z = 4 + \frac{4^2}{50} + 25 = 29,4, \text{ wofür } z = 30 \text{ gerechnet werden mag.}$$

$$\frac{N}{H} = 2,15; \quad \frac{D}{N} = 14,5; \quad \frac{B}{N} = 2,4; \quad \frac{D}{H} = 31.$$

$$Q = \frac{200 + \dfrac{75 \cdot 2,15 \cdot 15}{\frac{1}{6} \cdot 30 \cdot 4}}{\dfrac{75 \cdot 2,15}{\frac{1}{6} \cdot 30 \cdot 4} - 1} = 46 \text{ t},$$

$$Z = (200 + 46)\, 30 = 7380 \text{ kg}$$

$$N = \frac{7380 \cdot 4}{75} = 394,$$

$$\mathfrak{D} = 0,95 + 0,04 \cdot 4 = 1,11 \text{ m},$$

$$l = 0,8 - 0,13 \cdot 1,11 = 0,66 \text{ m},$$

$$\frac{l_1}{l} = 0,5; \; p = 9; \; p_i = 0,7 \cdot 9 = 6,3; \; \eta_m = 0,78.$$

$$d = \sqrt{\frac{7380 \cdot 1,11}{0,78 \cdot 6,3 \cdot 0,66}} = 50,3 \text{ cm}.$$

Nach 2[b]) § 19 muss l kleiner sein als

$$1,11 - (0,16 + 0,6 \cdot 0,503) = 0,648 \text{ m}.$$

Da diese Bedingung nicht erfüllt ist mit $l = 0,66$ m, verkleinern wir l auf 0,64 m und finden nun

$$d = \sqrt{\frac{7380 \cdot 1,11}{0,78 \cdot 6,3 \cdot 0,64}} = 51 \text{ cm}.$$

$$D = 14,5 \cdot 394 = 5713 \text{ kg},$$

$$B = 2,4 \cdot 394 = 946 \text{ kg Kohlen},$$

$$H = \frac{394}{2,15} = \frac{5713}{31} = 184 \text{ qm},$$

$$R = \frac{946}{450} = 2,1 \text{ qm},$$

$$Q = 15 + \frac{184}{6} = 46 \text{ t nahe};$$

$$z_a = \frac{30 + 2 \cdot 29,5}{3} + 1000 \cdot \frac{4}{9,81 \cdot 180} = 29,7 + 2,3 = 32,$$

$$m = \frac{32}{30} = 1,067,$$

$$Q_a > 0,006 \cdot 1,067 \cdot 7380 \text{ d. i. } Q_a > 47,23 \text{ t}.$$

Das Maschinengewicht ist also der Adhäsion wegen auf etwa 48 t zu erhöhen, wenn man nicht auf die Beschleunigung in der Steigung verzichten, d. h. $z_a = z$ halten, kann.

Es müssen alle Achsen gekuppelt werden, und da die zulässige Belastung einer Achse nur $12\sqrt{1,11} = 12,6$ t beträgt, so hat man vier Achsen anzubringen, deren jede $\frac{48}{4} = 12$ t zu tragen bekommt.

Literatur.

Armengaud aîné, Traité théorique et pratique des moteurs à vapeur. Tome II. Paris.

Bauschinger, Indicator-Versuche an Locomotiven. Civilingenieur. Neue Folge. Bd. 13 u. 14. Leipzig, 1867 u. 1868.

Clark, Experimentelle Untersuchungen über die Principien der Locomotivkessel. Heusinger's Organ für Eisenbahnwesen. 8. Bd. 1853.

Clark, Railway-machinery. Glasgow, Edinburgh, London and New-York. 1855.

Clark and Colburn, Recent practice in the locomotive engine. Glasgow, Edinburgh and London, 1860.

Colburn, Locomotive engineering. London and Glasgow, 1871.

Combes, Ueber die Anwendung der mechanischen Wärmetheorie auf die Locomotiven etc. Civilingenieur. Neue Folge. Bd. 15. Leipzig, 1869.

Couche, Voie materiel roulant et exploitation technique des chemins de fer. II. Paris, 1873.

Desmousseaux de Givré, De l'économie des bandages et de la stabilité des locomotives Mém. et compte rendu des travaux de la Société des Ingénieurs-Civils, 1864 und Civilingenieur, 1867.

Einbeck, Theoretische Untersuchung der Constructionssysteme des Unterbaues von Locomotiven. Leipzig, 1875.

Fink, Prakt. Bestimmung der Dimensionen der Locomotiven. Zeitschr. d. östr. Ing.-Ver. 1870.

Frank, Ueber Abnutzung der Locomotiv-Triebräder. Heusinger's Organ 1867.

Goschler, Traité pratique de l'entretien et de l'exploitation des chemins de fer. Tome III. Paris, 1867.

Grosse, Bestimmungen der Achsenbelastungen bei Locomotiven nach Clapeyron. Heusinger's Organ 1869.

Heusinger von Waldegg und Clauss, Abbildung und Beschreibung der Locomotiv-Maschine. Wiesbaden, 1858.

Heusinger von Waldegg, Skizzen und Hauptdimensionen der Locomotiven. Anhang des dritten Supplementbandes zum techn. Organ. 2. Aufl. Wiesbaden, 1870.

Lechatelier, Flachat, Petiet et Polonceau, Guide du mécanicien constructeur et conducteur de machines locomotives. Nouvelle édition. Paris 1859. Supplément 1865.

Lechatelier, Etudes sur la stabilité des machines locomotives en mouvement. Paris, 1849.

Nollau, Ueber das Anbringen von Gegengewichten an den Triebrädern der Locomotiven. Etzel's Eisenbahnzeitung. 1848.

Pambour, Traité théorique et pratique des machines locomotives. Deux. édition. Paris, 1840.

Pambour, Theor.-prakt. Handbuch über Dampfwagen. Deutsch von Schnuse. Braunschweig, 1841.

Perdonnet, Traité élémentaire des chemins de fer. Trois. édition. Tome III. Paris, 1865.

Prüsmann, Construction der Locomotiv-Essen. Sep.-Abdruck aus Heusinger's Organ. 1865.

Redtenbacher, Die Gesetze des Locomotivbaues. Mannheim, 1855.

Redtenbacher, Der Maschinenbau. III. Bd. Mannheim, 1865.

Résal, Note sur la stabilité des machines locomotives. Annales des mines. Tome 3. 1853.

Robinson, On the distribution of weight on the axles of locomotives. Proceedings of the Institution of Mech. Engineers. 1864. Polyt. Centralblatt. 1867.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. III. Bd. Braunschweig, 1868.

Schaltenbrand, Die Locomotiven. Berlin, 1876.

Scheffler, Bestimmung des Gegengewichts in den Triebrädern der Locomotiven. Heusinger's Organ 1856.

Villarceau, Théorie de la stabilité des machines locomotives en mouvement. Paris, 1852.

Weisbach, Die Mechanik des Dampfwagens. Civilingenieur, 1856.

Weisbach, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. 3. Bd. 2. Abth. Braunschweig, 1851—1860.

Welkner, Die Locomotive. Grundzüge ihrer Constructionsverhältnisse. Göttingen, 1859.

Wöhler, Den Locomotivbau betreffend. Erbkam's Zeitschr. für Bauwesen 1864.

Zech, Besprechung des Redtenbacher'schen Locomotivbaues. Zeitschr. des österreich. Ing.-Vereins 1857.

Zeuner, Das Locomotiv-Blasrohr. Zürich, 1863.

Zeuner, Ueber die Wirkung des Blasrohr-Apparates bei Locomotiven mit conisch-divergenter Esse. Civilingenieur, 1871.

Zeuner, Ueber das Wanken der Locomotiven. Programm der eidgen. polytechn. Schule für 1861/62. Zürich, 1861.

IV. Capitel.

Die Construction der Locomotivkessel.

Bearbeitet von

W. Basson,

Ingenieur in St. Petersburg (früher Obermaschinenmeister der Warschau-Wiener und Warschau-Bromberger Eisenbahnen),

und

Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel III—XII.)

---

§ 1. Einleitung. — Geschichtliches. Wenn auch in dem letzten Capitel dieses Bandes die Geschichte der Locomotivmaschine ausführlich behandelt werden soll, so wird wohl hier, wo wir uns ganz speciell mit der Kesselconstruction beschäftigen, eine kurze geschichtliche Uebersicht über die Entstehung, Fortbildung und Vervollkommnung dieses wichtigsten Theiles der Locomotive am Platze sein.

In der ersten Hälfte des Jahres 1814 baute Georg Stephenson für die Kohlenbahn der Killingworth Bergwerke eine Locomotive mit einem cylindrischen Kessel von 2,44 m Länge und 1,47 m Weite, welcher ein Feuerrohr von 0,507 m Durchmesser enthielt.

Im Jahre 1820 baute Stephenson ferner für diese Bahn Locomotiven von gleicher Kesselconstruction, bei welchen das Feuerrohr 0,05 m über dem Boden des Kessels lag und vorn in den Schornstein mündete. Am anderen Ende jedoch befand sich in dem Rohre unter der mittleren Ebene desselben ein ca. 1,22 m langer Rost, dessen hinteres Ende auf einer kleinen Brücke von Ziegelstein, welche den Raum unter dem Roste nach hinten verschloss, ruhte. Die Enden des cylindrischen Kessels waren durch Kugelabschnitte gebildet.

Robert Stephenson, Sohn Georg's, lieferte 1828 eine Locomotive für die Bolton-Eisenbahn, die den Uebergang zu den später auf der Liverpool-Manchester Eisenbahn angewandten Maschinen bildet, die Kesselconstruction war der Form nach dieselbe. Der 2,67 m lange und 1,372 m weite cylindrische Kessel hatte jedoch, statt der früheren gewölbten, nun ebene Endflächen, welche durch zwei 0,507 m weite Feuerrohre, mit Innenfeuerung versehen und in den gemeinschaftlichen Schornstein ausmündend, verbunden waren.

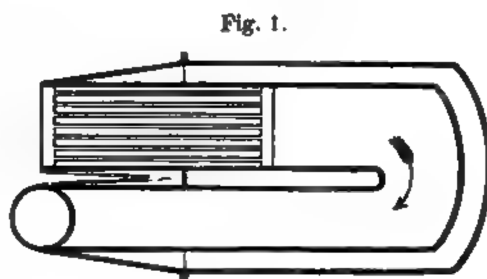
Zu dieser Zeit liess Seguin, Director der Eisenbahn von St. Etienne nach Lyon, eine englische Locomotive nach Frankreich kommen und erkannte, nachdem mannigfache Versuche angestellt und Beobachtungen gemacht worden, dass die rasche Dampfentwickelungsfähigkeit eines Kessels sehr durch die Heizfläche bedingt und durch die Vergrösserung derselben viel günstigere Resultate, wie die bereits erlangten, zu erzielen sein müssten. — Er wurde durch diese Betrachtungen zur Anbringung einer grösseren Zahl von Röhren an Stelle des weiten Feuerrohres geführt und schlug zugleich vor, diesen Siederöhren eine dünne Wandstärke zu geben, um einen noch grösseren Erfolg zu erzielen. Obgleich Seguin im Jahre 1827 ein Patent in Frankreich erhielt, auf die Construction eines Röhrenkessels, so kam jedoch eine Maschine mit solchem Kessel erst einige Jahre später zur Ausführung und in Betrieb.[1]

Der seiner Vollendung mit raschen Schritten entgegen eilende Bau der Liverpool-Manchester Eisenbahn wurde, da die Directoren der Bahn in Bezug auf die als Betriebsmittel zu verwendenden Kräfte noch keinen Entschluss fassen konnten, im Jahre 1829 die Veranlassung zu einer wichtigen Epoche des Locomotivbaues, indem der schaffende Geist der damaligen Constructeure, angespornt durch die Aussicht auf den Gewinn eines ausgesetzten Preises von 500 £ (10 000 Mark), mehrere wichtige Verbesserungen an der Locomotivmaschine hervorrief.

Drei neue Locomotiven waren es, die um den Preis und um den Ruhm ihrer Meister wetteiferten.

1. Die »Sans Pareil« von Hackworth, von deren Kessel wir in nebenstehender Fig. 1 eine Skizze geben.

Fig. 1.



Der cylindrische Kessel hatte 2,388 m Länge und 1,83 m Weite, war an dem einen Ende flach, an dem andern sphärisch verschlossen und umschloss eine am Feuerende 0,61 m weite Röhre, die sich durch den Kessel hindurch bis zum andern Ende und von hier wieder zurück zu dem neben dem Feuerheerde liegenden Schornsteine zog, woselbst sie sich verengend bis zu ca. 0,4 m aus dem Kessel heraustrat.

Fig. 2.

[1] Der Amerikaner Stewens von Hoboken soll 1825 eine Locomotive construirt haben, deren Kessel ganz aus Röhren von sehr kleinen Durchmessern bestand und die eigentlich Sieder, d. h. mit Wasser gefüllt waren.

2. Die »Novelty« von Braithwaite & Erikson, gänzlich abweichend von dem Principe, welches bei den bisherigen Constructionen der Kessel verfolgt wurde. Siehe die vorstehende Fig. 2.

Ihr Kesselbau bestand aus einem verticalen und einem horizontalen Generator. Der horizontale enthielt eine Art Schlangenrohr, welches nach mehreren Windungen aus der Vorderwand heraustrat und sich schliesslich mit dem Schornsteine verband.

3. Die von Robert Stephenson gebaute unter dem Namen »Rocket« allgemein bekannte Maschine Fig. 3 und 4.

Sie besass einen Kessel, dessen eigenthümliche Einrichtung zur Beförderung des raschen Dampferzeugens die Entwickelung der Locomotivmaschine und des ganzen Eisenbahnwesens begründete, da durch diese Construction die Locomotive erst ihre

Fig. 4.

Fig. 3.
Querschnitt durch die Feuerbüchse.



Lebensfähigkeit erhielt. — Der Kessel, welcher cylindrisch war, hatte flache Endplatten und eine Länge von 1,83 m bei einem Durchmesser von 1,014 m. Das eine Ende des Kessels ging in einen viereckigen Feuerkasten über, der 0,915 m in der Breite, 0,61 m in der Länge und 0,915 m in der Höhe mass. Dieser Feuerkasten war unten offen und umschloss eine Feuerbüchse, welche in der untern Fläche den Rost trug. Von dieser innern Feuerbüchse führten 26 Stück kupferne Rohre nach der vordern Kesselwand und mündeten hier direct in den Schornstein. Die Röhren waren Rauchröhren und um dieselben sowie um die Feuerbüchse, also zwischen den Wandungen des Feuerkastens und der Feuerbüchse, circulirte das Wasser.

Durch eine Röhre war das untere Ende des Feuerkastens mit dem Kessel verbunden, um den Feuerkasten mit Wasser zu speisen, während eine Röhre, zwischen den oberen Theilen des Feuerkastens und des Kessels, den im erstern entwickelten Dampf in den Dampfraum des letzteren hinüberleitete. Diese Maschine, welche bei grösserer Einfachheit in der Construction allen Bedingungen des Preisausschreibens

entsprach und den Preis davontrug, besass also schon die wesentlichsten Einrichtungen unserer heutigen Locomotiven.

Die hierauf nach demselben Princip von R. Stephenson im Jahre 1830 für die Liverpool-Manchester Bahn gebauten Maschinen wurden nun noch mit Verbesserungen versehen, so z. B. liess Stephenson den äusseren Feuerkasten über den cylindrischen Kessel hervorragen, wie dieselben noch gegenwärtig gefertigt werden, Vorbild unserer jetzigen erhöhten Feuerkiste; ebenso waren diese Maschinen schon mit einem besondern Rauchkasten und Schornstein versehen. Die Anzahl der Rauchröhren vermehrte sich schon bis zu 130 Stück.

Hierbei bemerken wir, dass für diese Röhren sich allgemein der Name Siederöhre eingeführt hat, obgleich es nicht Sieder sind, sondern Rauchröhren, daher der Name »Heizröhren« richtiger ist und für die Folge angenommen werden soll. Ferner sei hier bemerkt, um für die Folge stets richtig verstanden zu werden, dass unter Feuerkasten oder Feuerkiste immer die äussere, unter Feuerbüchse aber stets der innere Theil des Kessels, welcher nach der Bedeutung des Wortes das Feuer kastenförmig umschliesst, verstanden wird. Es ist stets ein kastenförmiger Constructionstheil in den andern eingeschachtelt, und da man unter Büchse einen kleineren Behälter versteht, wie unter Kasten, so wird man das Wort Feuerbüchse für den inneren, im Gegensatz zu Feuerkasten für den äusseren, gerechtfertigt finden.

Immer mehr erkannte der berühmte Schöpfer der »Rocket«, dass die Leistungen einer Maschine, die bestimmt sein soll, auf einem Schienenwege grosse Lasten fortzuschleppen, resp. getrennte Städte in ein nachbarliches Verhältniss zu setzen, von der Dampfentwickelungsfähigkeit des Kessels abhängig sei und somit durch Anwendung einer bedeutend grösseren Heizfläche noch mehr gesteigert werden könne. Gleichfalls war die unmittelbare Consequenz dieses Bestrebens der für die Erhaltung der Feuerbüchse so erwünschte Umstand, dass eine minder intensive Feuerung angewendet werden konnte. Diese Tendenz gab nun in der folgenden Periode zu vielen Veränderungen Veranlassung. Während wir bis jetzt nur höchstens 2 m bis 2,6 m lange Kessel antrafen, finden wir im Jahre 1842 bei den Norris'schen Locomotiven schon Kessel, deren Länge mehr als 3 m betrug. Die Feuerkiste wurde hoch und lief in einen kuppelförmigen Dom aus, wodurch der Dampfraum im cylindrischen Kessel kleiner sein konnte und somit die Anbringung einer grösseren Anzahl von Heizröhren ermöglicht wurde. Auf der Great-Western Bahn treffen wir 1837 eine Locomotive von Harrison construirt, deren Feuerbüchse durch eine hohle Wand (Doppelwand mit Wassercirculation) in zwei Theile getheilt war. Auf den Bahnen der vereinigten Staaten erregte zu derselben Zeit die grosse von Gillingham & Winans in Baltimore gebaute Locomotive Aufsehen, deren 1,525 m im Durchmesser haltender Kessel die enorme Zahl von 400 Stück Heizröhren enthielt.

Verfolgen wir die geschichtliche Entwickelung des Locomotivkessels noch einige Jahre hindurch, so wird uns berichtet, dass der allgemeine Typus des Kessels hinsichtlich äusserer Gestalt und Lage keine Veränderung erlitt, mit Ausnahme eines Kessels, auf welchen Rusch in Philadelphia 1838 ein Patent erhielt. Die Neuheit seiner Construction bezog sich auf die Form des Querschnitts, indem derselbe von der reinen Kreisgestalt abwich und durch zwei Kreise gebildet wurde; es waren also zwei cylindrische Kessel so in der Richtung ihrer Achsen zusammengefügt, dass die Centrale ihrer Querschnittskreise kleiner war, als die Summe der Radien. Das Princip dieser Kessel-Anordnung war ebenfalls das der Vergrösserung der Heizfläche.

Es ist jedoch unbekannt, ob Rusch solche Kessel wirklich ausführen liess.

Im Jahre 1850 wurde von Kessler in Esslingen eine Maschine für die Pfälzische Ludwigsbahn gebaut, welche einen ganz ähnlichen Kessel hatte; derselbe zeigte, dass bei einer Länge von nur 2,7 m und einem Durchmesser von ca. 1,1 m eine Heizfläche von 74 qm zu erlangen sei. Bei dieser Construction (vergl. Fig. 2 und 3, Tafel IV) werden zwei im Innern des Kessels hervortretende Kanten gebildet, welche von der Durchschnittslinie der beiden Cylinderflächen erzeugt, einer Verbindung bedurften; dieselbe wurde auch in sehr zweckmässiger Weise durch eine horizontal die ganze Länge des Kessels durchlaufende Blechwand hergestellt, sie war durchlöchert und trennte den oberen Theil des Kessels, den Dampfraum, von dem unteren. Gleichzeitig bot sie ein geeignetes Mittel, das durch den Dampf mechanisch mit fortgerissene Wasser aufzufangen und in den Wasserraum zurückzuführen. In späterer Zeit, etwa um's Jahr 1848, begegnen wir nun noch der, nicht zu empfehlenden, ovalen Querschnittsform der Locomotivkessel. Wir finden dieselben zuerst auf der York-Newcastel- und Berwick-Eisenbahn bei Maschinen von Hawthorn in Newcastel angewendet. Der verticale Durchmesser übertraf jedoch den horizontalen nur um ca. 50 mm.

In Betreff der inneren Einrichtung der Kessel kann man sagen, dass die Heizröhren Stephenson's bis zum heutigen Tage für die Dauer nicht verdrängt worden sind, obgleich man mehrfach bemüht war, durch andere Röhrensysteme die Berührung der Heizgase mit dem Wasser mehr auszudehnen und intensiver zu machen.

Ausserdem sind noch eine grosse Zahl von ganz abweichenden Locomotivkessel-Constructionen in einzelnen Exemplaren, z. B. mit conischen in der Feuerbüchsdecke eingeschraubten Heizröhren (von Vulkan Foundry), mit gebogenen Heizröhren, die mit dem einen Ende in der Feuerbüchsdecke, mit dem andern Ende in der Rauchkammer-Rohrwand befestigt wurden (von Dymphel), mit geneigten Field'schen Röhren (von J. A. Miller in Boston) etc. zur Ausführung gekommen, aber keine dieser meist complicirten Constructionen hat bis jetzt Stephenson's ebenso einfachen, als wirksamen und soliden Röhrenkessel zu verdrängen vermocht.

Während wir nun in den vorstehenden Notizen die allmähliche Entwickelung des Locomotivkessels in aller Kürze und in den allgemeinsten Umrissen gegeben haben, wollen wir die folgenden Paragraphen einer aufmerksameren Betrachtung und Erörterung derjenigen Veränderungen an den einzelnen Constructionstheilen des Kessels widmen, welche, obgleich sie sich grösstentheils auf den ersten Blick der Wahrnehmung entziehen — doch sehr wesentlich sind.

Um eine bessere Uebersicht zu gewinnen und das Nachschlagen und Auffinden eines Gegenstandes im Handbuche zu erleichtern, zerlegen wir den ganzen Kessel in seine drei Hauptbestandtheile und behandeln diese in den folgenden drei Abtheilungen nacheinander.

I. Abtheilung.

Feuerkasten.

§ 2. Allgemeines, Form und Dimensionen. — Der eigentliche Feuerkasten, das ist, nach der in der Einleitung gegebenen Erklärung, der äussere Mantel des Feuerraumes, zerfällt hinsichtlich der Gestalt in drei Hauptgattungen.

erwähnten Dome ist dann grösstentheils nur um einen geeigneten Sitz für die Sicherheitsventile zu gewinnen.

Die hohe Feuerkiste findet sich am häufigsten mit einer viereckigen Horizontal-Querschnittsform. Betrachten wir die Construction an den Maschinen der Main-Weserbahn von Kessler in Karlsruhe (Fig. 13 u. 14, Tafel III). Vier 12 mm starke Blechtafeln sind vertical in ein Prisma zusammengestellt. Diese Bleche sind nach oben hin in einer Curve zugespitzt und nach inwendig einander zugebogen, so dass nach Verbindung der Ränder je zweier Blechwände durch halbrunde Winkelstreifen ein vierkantiger Dom gebildet wird. Oben ist derselbe offen und der Rand der Oeffnung von aussen durch einen aufgenieteten schmiedeeisernen Ring verstärkt. Diese Form der Feuerkasten macht eine besondere sorgfältige Verankerung, wie sie die cylindrischen oben besprochenen entbehren konnten, nothwendig.

Auf eine dieser beiden Species von hohen Feuerkasten lassen sich alle anderen zurückführen, da eben die formbildenden Elemente immer wieder zur Anwendung kommen; Abweichungen der einen Construction von der anderen beziehen sich auf die Details.

Bei der Kessler'schen Construction waren z. B. die Seitenwände des Feuerkastens in der Mitte ein wenig nach aussen erweitert für den Zweck, eine grössere Anzahl von Heizröhren placiren zu können. Ohne Rücksicht hierauf würde man diese Wände ganz eben gestalten. Ferner sind auch zur Bildung der Kanten des Feuerkastens statt der von Kessler verwendeten, besonders geschmiedeten halbrunden Winkelbleche eigentliche scharfe Winkeleisen benutzt worden, wodurch die Verbindung jedoch an Festigkeit verloren hat.

Andere Unterschiede der hohen Feuerkasten bestehen hauptsächlich in den verschiedenen Höhen, mit welchen sich dieselben über den Langkessel erheben, der grösseren oder minderen Schlankheit des oberen Theils und in den verschiedenartigsten Verankerungsmethoden, welche bei den hohen viereckigen Feuerkasten zur Anwendung kommen. Die Verankerungen werden wir in einem der nächsten Paragraphen speciell betrachten. Die hohen Feuerkisten werden in neuerer Zeit nur noch selten ausgeführt, weil die sichere Verankerung bei der jetzt fast allgemein eingeführten höhern Dampfspannung nur sehr schwierig herzustellen ist.

§ 4. Erhöhte Feuerkiste. — Dieselbe erhebt sich über dem Kessel nur wenig im Vergleich zu den eben besprochenen hohen und bildet niemals eine Kuppel. Sie unterscheidet sich von den ersteren ausserdem dadurch, dass die Decke gewöhnlich mit den Seitenwänden einer Blechtafel hergestellt und so gebogen ist, dass sie meistens eine mit dem oberen Theile des cylindrischen Langkessels concentrische Wölbung bildet.

Mit der auf diese Weise gebildeten Decke und den Seitenwänden sind nun die Vorder- und Hinterwand des Feuerkastens vereinigt und zwar entweder so, dass sie dicht an die Decke herantretend durch einen gewöhnlichen Winkelring mit einander vernietet sind, oder dass an die Stelle dieses gewalzten Winkeleisens ein besonders für diesen Zweck geschmiedeter Winkelring von halbkreisförmigem Querschnitt gesetzt wird, dessen grösseres Compensationsvermögen der ungleichmässigen Spannung in dem Feuerkasten-Material sehr zu Statten kommt.

Ausgeführt sind diese letzteren Verbindungen z. B. bei der Semmering-Locomotive, System Engerth, gebaut in der Maschinenfabrik in Esslingen. In neuerer Zeit wird in vielen Locomotivfabriken Hinter- und Vorderwand des Feuerkastens mit einem umgebogenen Rande versehen, welcher von dem Deckbleche umfasst wird, und

vermeidet dadurch eine zweite Nietreihe. Es wird jedoch immer zu empfehlen sein, den eben vorhin angeführten, geschmiedeten halbrunden Winkel bei dieser Verbindung in Anwendung zu bringen, da die gewalzten Bleche beim Umbiegen in ihrer Structur sehr leiden und dadurch der Gefahr ausgesetzt sind, sehr leicht Längsrisse zu bekommen.

Als besonders bemerkenswerth in dieser Beziehung sind die Feuerkisten der Locomotiven auf der Great-Western-Bahn, siehe Tafel IV, Fig. 4 und 5, deren Decke und Seitenwände aus fünf einzelnen Blechen gebildet waren, die Vorder- und Hinterwand bestanden aus ganz ebenen Platten; so wie die der Maschine Liverpool nach Crampton'schem System auf Tafel IV, Fig. 6 und 7, welche, beiläufig bemerkt, die grosse Heizfläche von 212,7 qm hatte.

Der vordere Theil des die Decke und Seitenwände bildenden Bleches ist an der Vereinigungsstelle mit dem Kessel ausgebaucht und der Form des letzteren genau angepasst. Die Vorderwand fehlt oben gänzlich, nur das unter dem Langkessel liegende, den Feuerkasten abschliessende Stück ist vorhanden. Die Hinterwand ist nicht eben, sondern tritt circa in ihrer Mitte aus der oberen Ebene noch weiter nach hinten heraus. Sie ist mit umgebogenem Rande versehen und durch diesen mit dem Deckbleche vernietet.

Bei Besprechung der Feuerbüchsen werden wir auf diese beiden Feuerkasten nochmals zurückkommen wegen der in beiden in verschiedener Weise angebrachten doppelten Querwände zur Vergrösserung der Heizfläche.

Die Verbindung der Feuerkastenwände ist ohne besondere Eckeisen bewerkstelligt, indem dieselben durch die umgebogenen Ränder der Bleche ersetzt wurden. Durch die den Feuerraum in zwei Theile trennende doppelte Wand war es ausserdem nothwendig, dem Feuerkasten zwei Feuerlöcher zu geben, da in jedem der beiden Räume besonders gefeuert werden muss.

Feuerkasten für die sogenannten Rusch'schen Kessel, welche vorzugsweise, wie wir in der Einleitung schon bemerkten, von Kessler ausgeführt wurden, gehörten bis jetzt nur zur Kategorie der erhöhten, sie existiren in zweierlei Querschnittsformen; entweder schliessen sie sich dem Querschnittsprofil des Kessels an, wie bei den 1851 gebauten Locomotiven für die Hessische Ludwigsbahn (Fig. 2 und 3, Tafel IV), oder die Decke ist einfach gewölbt nach einem den Halbmesser des grösseren Kesseltheils um einige Centimeter übertreffenden Radius. Siehe Tafel IV, Fig. 1, woselbst der Feuerkasten der Maschine »Pfeil« von der Taunusbahn dargestellt ist.

Die letztere Construction ist bedeutend einfacher und in vielen Beziehungen zweckmässiger als die zuerst erwähnte, indem namentlich die Verankerungen der Seitenwände von der Feuerkiste einfacher und solider ausgeführt werden konnten.

Eine erhöhte Feuerkiste neuester Construction ist in den Figuren 3 und 4 auf Tafel III dargestellt; dieselbe ist den im Jahre 1872 von der Hannoverschen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft für die Köln-Mindener Bahn erbauten Lastzuglocomotiven (mit 480 mm Cylinderdurchmesser und 610 mm Kolbenhub) entnommen. Die oberen Theile der geraden Endwände sind mit der kreisförmig gebogenen Decke mittelst angenieteter kräftiger Blechwinkel *A, A* verankert, von denen 6 Stück an der Hinterwand und 4 Stück an der Vorderwand angebracht sind, während die ebenen Flächen der Seitenwände oberhalb der Feuerbüchse durch an jeder Seite angenietete 6 Stück Traglappen *B, B* verstärkt sind, auf welchen die 12 Deckenanker *C, C* aufruhen und mit denselben seitlich verbolzt sind, so dass die Feuerbüchsdecke an diesen Ankerbarren förmlich aufgehängt werden konnte, ohne dass sich die Enden der

Ankerbarren auf die oberen abgerundeten Ecken der geraden Seiten- oder Endwände der Feuerbüchse zu stützen brauchen und die Decke für die Wassercirculation freier bleibt, wodurch dieselbe vom Kesselstein besser rein zu halten ist, nicht so leicht durchbrennt und sicherer verankert wird. Wir kommen auf diese Construction bei der Besprechung der Deckenanker in § 8 nochmals zurück.

Ueber die Eckverbindungen bei den äusseren Feuerkastenwänden sei hier noch angeführt:

Fig. 5.

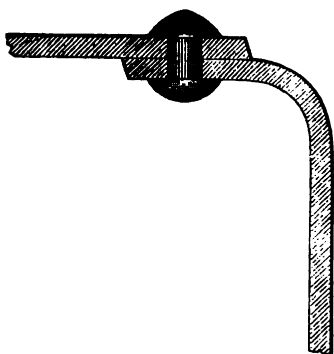


Fig. 6.

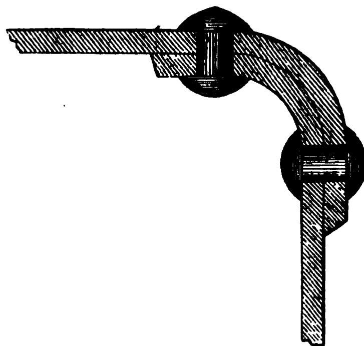


Fig. 7.

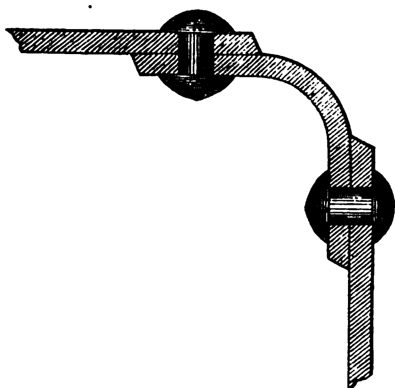
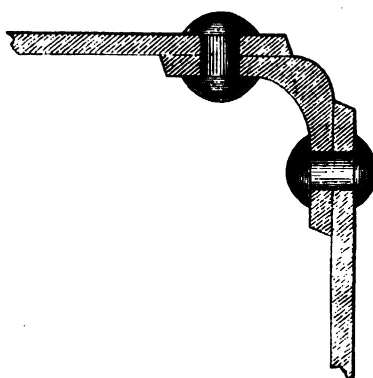


Fig. 8.



1) Dass die in Fig. 5 dargestellte Verbindung namentlich von Bury, Wilson, Stephenson, Gouin und einigen anderen Fabriken bei halbcylindrischen Feuerkasten ohne hohen Dom angewandt wurde; hierbei würde Bedingung sein, zu der Vorder- und Hinterwand, an denen die Umbiegung der Ränder geschieht, Bleche von vorzüglichster Qualität zu wählen.

2) Die in Fig. 6 daselbst gezeichnete Verbindungsmethode ist in ausgedehnter Weise in den Jahren 1830 bis 1842 von R. Stephenson in Anwendung gebracht bei den hohen und viereckigen Feuerkasten. Trotz der schwierigen und kostspieligen Anfertigung dieser Verbindung verdient sie besonders empfohlen zu werden. Die Erfahrung hat gelehrt, dass die Feuerkasten bei Maschinen, die bereits zwölf Jahre im Dienste gewesen, noch gesund und brauchbar erhalten blieben mit Ausnahme der unteren, dem Roste nahe liegenden Theile, welche natürlich mehr leiden.

Der in Fig. 7 (p. 219) skizzirten Methode von Stephenson, Kessler, Derosne und Cail ist schon Erwähnung gethan. Diese Verbindung sollte immer aus besonders in Gesenken geschmiedetem Eisen, nicht aber aus gewalztem Blech angefertigt werden.

Cockerill verbesserte diese Verbindung, wie es Fig. 8 (p. 219) zeigt. Das scharfkantige Winkeleisen wurde dagegen von Sharp und anderen für diesen Zweck eingeführt.

§ 5. Glatte Feuerkisten. — Wir gehen nun zu der dritten Hauptgattung von Feuerkasten über, zu der glatten, auf welche man in der neuesten Zeit häufig wieder zurückkommt, da sich die Kessel mit hohem viereckigem Dome über der Feuerkiste, wie sie zuerst von Stephenson gebaut und unter § 3 beschrieben wurden, als unzweckmässig und nachtheilig für die Achsbelastung erwiesen haben. Man hat in neuerer Zeit diese Constructionen gänzlich verlassen und zieht neben der erhöhten Feuerkiste die glatte vor.

Diese Construction besteht darin, dass man den Feuerkasten in gleicher Breite mit dem cylindrischen Kessel herstellt. Die Decke der glatten Feuerkiste ist nichts weiter, als eine Fortsetzung der oberen Hälfte des cylindrischen Kessels. Letzterer vereinigt sich mit seinem unteren halben Umfange mit der Vorderwand des Feuerkastens, die zu dem Ende halbrund ausgeschnitten ist. Die Hinterwand des Feuerkastens dagegen erhebt sich vertical bis zur Decke des Halbcylinders und ist an ihrem umgebogenen Rande mit der Decke vernietet.

Die ersten Kessel vortrefflicher Ausführung zur Zeit des Jahres 1849 waren die an den nach dem System Crampton mehrfach ausgeführten Maschinen.

Fassen wir die von Derosne und Cail in Paris gebauten Eilzuglocomotiven speciell in's Auge in Bezug auf die Construction des Feuerkastens. Tafel IV, Fig. 8 und 9. Derselbe besteht aus vier Seiten- und einer Deckplatte, welche in ihrer Vorder- und Hinterwand durch deren umgebogene Ränder verbunden sind. Da die Breite der Feuerkiste gleich dem Kesseldurchmesser = 1,220 m ist, so fällt bei dieser Construction der bisher gewöhnliche winkelförmige Absatz, oder die Erweiterung des Feuerkastens gegen den cylindrischen Kessel ganz weg, wodurch die Construction bei Weitem mehr Stärke bietet, denn jene Winkelverbindungen waren an den bisherigen Locomotivkesseln immer die schwächsten Stellen und gaben häufig Veranlassung zu Explosionen.

Eine Abweichung hiervon sind die Hannoverschen Crampton'schen Maschinen, welche im Langkessel einen grösseren Durchmesser haben wie die Feuerkastenbreite, daher die Feuerkiste vor der Treibachse aufgetrieben. Ueber die Zusammensetzung der Bleche der Feuerkiste siehe das Weitere in der Skizze.

Bei der auf der Münchener Industrie-Ausstellung im Jahre 1854 ausgestellten Schnellzuglocomotive, welche aus den Maffei'schen Eisenwerken »Hirschau« hervorgegangen war, hatte die Feuerkiste eine Länge von 1,16 m und eine Breite von 1,29 m, welches letztere Maass auch das des Durchmessers vom cylindrischen Kessel war. Jedoch bestanden Decke und Seitenwände aus einer einzigen Blechtafel und war insofern die Construction der vorigen vorzuziehen, weil, wie auch die Erfahrung gelehrt, bei Explosionen von Dampfkesseln vorzugsweise die Verbindungsnähte zerrissen wurden, also diese sich als die schwächsten Stellen in der Construction kundgaben, indem in der Nähe der Nietreihen die Rost- und Kesselsteinbildung einen besonders günstigen Ort fand. Es ist deshalb unzweifelhaft vorzuziehen, wenn es die Dimensionen erlauben, die Wandungen bei Feuerkasten sowohl, als auch die der Langkessel aus ganzen Blechtafeln herzustellen und Vernietungen dadurch möglichst zu vermeiden.

Die in Fig. 5 und 6, Tafel III dargestellte Feuerkiste von Lastzugmaschinen der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn gehört der Construction nach unter die erhöhten

Feuerkisten, obwohl die Decke in gleicher Höhe mit dem obern Theil des cylindrischen Kessels liegt, indem, ebenso wie bei den überhöhten Feuerkisten, der Theil *B*, welcher den Uebergang von dem obern Theil der ebenen Seitenwände und Decke in den cylindrischen Kessel bildet, mit dem untern Theil der Vorderwand *C* aus einem Stück besteht und aus dem besten Eisen ausgetümpelt werden musste.

Dagegen reicht die Vorderwand *C* der in Fig. 1 und 2, Tafel III dargestellten Feuerkiste von Tenderlocomotiven der Bergisch-Märkischen Bahn (gebaut 1872 von der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft) nur etwas über die Mitte des cylindrischen Kessels und schliesst sich hier an die halbcylindrische Deckplatte *B* an, welche eine Verlängerung des cylindrischen Kessels bildet. Ausser der Verankerung von Hinter- und Seitenwänden durch die 2 Blechwinkel *A* in den Ecken, sind noch 4 Längsanker *D*, *D*, welche an die am cylindrischen Kessel angenieteten Ohren *d* angreifen, sowie 4 Queranker *E*, *E*, welche gabelförmig die an die Deckplatten angenieteten Lappen *e e* anschliessen, angebracht.

Die Herstellung einer glatten Feuerkiste ist äusserst bequem im Vergleich zu der einer andern Gattung und verleiht der Decke eine sehr grosse Steifigkeit. Als Unzweckmässigkeit derselben wird angeführt: der geringe Raum über der Feuerbüchse, welcher allerdings einer Verankerung, wie sie die hohe und erhöhte Feuerkiste erfordert, erschwert, jedoch ist dieselbe hier auch nicht in jener Form absolut nothwendig, da man in anderer Weise, nämlich durch die erwähnte Anbringung von Blechwinkeln in den Ecken, eine genügende Absteifung erzielen kann. Nach einem Bericht über die IV. Versammlung der Techniker des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, welche in München am 28. bis 30. September abgehalten wurde, soll, nach vorliegender Erfahrung zu urtheilen, der lichte Abstand zwischen den Decken der Feuerbüchse und des Feuerkastens bei den glatten Feuerkasten mindestens betragen:

460 mm für Kessel mit Sammelrohr,
420 mm für Kessel mit Dom auf dem Langkessel,
480 mm für Kessel mit Dom auf dem Feuerkasten.

Da wir später bei der Beschreibung der Verankerungen wegen der ausserordentlich grossen Anzahl der verschiedenartigsten Constructionen derselben den Text durch Zeichnungen erläutern müssen, so verweisen wir hier auf die für jenen Gegenstand beigefügten Skizzen, sowie auf die Tafel III, IV und V, aus denen gleichzeitig die verschiedene Construction der Feuerkasten, sowie der Feuerbüchsen ersichtlich ist.

§ 6. Abweichungen von den Grundformen der erhöhten und glatten Feuerkisten. — Sowohl bei der erhöhten, als bei der glatten Feuerkiste hat man hinsichtlich der Stellung der Hinterwand vielfach die alte Gewohnheit, dieselbe normal zur Längsachse des Kessels zu stellen, verlassen und sie in eine schräge Lage gebracht. Als Beispiele hierfür bezeichnen wir die Locomotive von Fell für die Mont-Cenis-Ueberschienung mit einem 2,092 m langen Kessel von 0,962 m Durchmesser.

Der Feuerkasten gehört zu den glatten, aber die Hinterwand sowohl des Feuerkastens als der Feuerbüchse neigen sich mit ihren oberen Enden dem Kessel zu. Dasselbe finden wir bei den Maschinen No. 250 bis 270 der Hannover'schen Staatsbahn, siehe Fig. 9 und 10 (p. 222), mit dem Unterschiede, dass hier die Neigung eine noch grössere ist und in Bezug auf die Verticale ca. 30° beträgt. Diese Neigung der Hinterwand ist hauptsächlich deshalb ausgeführt, um eine grössere Rostfläche zu erzielen, zugleich ist die Hinterwand bedeutend verkürzt und der Rost stark ge-

neigt, um die Hinterachse unter dem Feuerkasten placiren und eine günstigere Lastvertheilung auf die Achsen vornehmen zu können.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

Eine andere Abweichung in der Construction dieser eben erwähnten Feuerkasten besteht darin, dass sie eine flache Decke haben, die jedoch nur eine Eigenthümlichkeit bei den überhöhten Feuerkasten ist. Sie hat ihren Grund in der gleichzeitig in der Skizze dargestellten Verankerungsmethode der Decke der Feuerbüchse durch eiserne Schraubenbolzen als Ersatz für die Deckbarren.

Bei den in den letzten Jahren ausgeführten Güterzug-Locomotiven der belgischen Staatsbahnen nach System Belpaire haben die Feuerkisten neben der grossen Länge von 2,40 m unten die beträchtliche Breite von 2 m, während sie oberhalb 1,56 m breit sind und flache Decken haben. (Vergl. Fig. 3 bis 5 auf Tafel VI.) Diese Construction wurde ebenfalls deshalb gewählt, um eine möglichst grosse Rostfläche zu gewinnen und mit grossem ökonomischem Erfolg geringe Staubkohlen ver-

brennen zu können; die grosse Breite der Feuerkiste ist nur dadurch möglich, dass dieselbe mit dem untern Rande auf dem Rahmen gelagert ist und die gekuppelten Hinterräder von dem Feuerkasten beiderseits überragt werden. Die Verankerung der flachen Decke erfolgt durch 240 Deckenstehbolzen und der geraden Seitenwände oberhalb der Feuerbüchse durch eine dreifache Reihe von je 9 und 10 horizontalen Ankerbolzen, während die Rückwand durch 2 Reihen, mit doppelten Winkeleisen aufgenieteten horizontalen Blechrippen verstärkt sind, von welchen Ankerstangen nach dem hintersten Ring des cylindrischen Kessels sich erstrecken. Die Hinterwand ist mit zwei Feuerthüren, jede 500 mm breit und hoch, versehen. Die Sohle der Feuerthüröffnungen, deren Centrum etwa in der Horizontalebene der untersten Rohrreihe liegt, befindet sich mit dem Fussboden des Tenders, also Kohlenlagers, in demselben Niveau, in welchem auch der Führerstandort liegt. Unmittelbar vor der Feuerthür ist in den Führerstand ein Kasten von 475 mm Tiefe, 1,155 m Länge und 1,25 m Breite eingelassen, in welchen der Heizer hinabsteigt, wenn er einfeuern will, resp. in welchem er meistens stehen bleibt. Von hier aus kann er bequem das Feuer auf dem geneigten Rost übersehen und bedienen, da die Kleinkohlenfeuerung nur dünne gleichmässige Schichten verträgt und eine beständige Aufmerksamkeit erfordert.

In den amerikanischen Locomotivfabriken hat sich eine eigenthümliche Construction der Feuerkisten herausgebildet. Die Feuerkiste ist meist etwas überhöht und ist zwischen dem cylindrischen Kessel und der Feuerkiste ein conisch sich erweiternder Schuss eingeschaltet, der unterhalb die halbcylindrische Fortsetzung des Langkessels bildet und an die umgekrempelte Flantsche der Vorderwand angenietet ist, während dies conisch erweiterte Ende der oberen Hälfte über die Deckplatte der Feuerkiste greift und mit dieser ohne Winkelverbindung vernietet ist. Diese Einrichtung geht aus den vorstehenden Figuren 11 u. 12 (p. 222) hervor, und ist daraus zu entnehmen, dass der Querschnitt dieses Zwischenschusses *A* in der Nähe des Langkessels cylindrisch, an der Feuerkiste aber allmählich in einen mehr ovalen übergeht. Dieselbe bietet den Vortheil, dass die kurze Vorderwand sehr einfach herzustellen ist und die schwierige Austümpelung der oberen Hälfte ganz wegfällt; dagegen ist dieser Kesselschuss an den ovalen Theilen nicht ganz so widerstandsfähig, als an den cylindrischen Stellen.

Noch andere Abnormitäten in Bezug auf die Form der Feuerkasten begegnen uns bei einigen Locomotiven — je nach Art und Beschaffenheit des in Anwendung zu bringenden Brennstoffes — auf dem amerikanischen Festlande. So z. B. findet man in dem Werke von Henz und Bendel[2]), Textblatt *F*, Fig. 1 und 2, Locomotivkessel daselbst construirt, für bituminöse Kohle, deren Feuerkasten an der Rohrwand gemessen, eine Höhe von 1,169 m hatten, an der Hinterwand dagegen nur 0,58 m hoch waren, so dass, da der Rost gewöhnlich wenig geneigt ist, die Decke des Feuerkastens, welche im Querschnitt gewölbt erscheint, nach vorn zu ansteigt. Vergl. auch Fig. 1 und 2 auf Tafel VI, welche auf p. 227 beschrieben ist.

§ 7. Feuerbüchsen. Form, Dimensionen und Material. — 1. Form. Nach der in der Einleitung gegebenen Erklärung verstehen wir hier also unter Feuerbüchse den kupfernen Kasten, welcher zunächst das Feuer umgiebt und von dem bereits besprochenen Feuerkasten eingeschlossen ist. Ueber denselben ist im Allgemeinen zu sagen, dass er hinsichtlich seiner Gestalt und Form sehr abhängig ist vom Feuerkasten, ohne sich jedoch der des letzteren in allen Theilen genau anzuschliessen.

---

[2]) Aufsätze betreffend das Eisenbahnwesen in Nordamerika. Von L. Henz und Bendel. Berlin.

Seiten- und Rückwänden, sowie an dem geraden Ende mit der Rohrwand vernietet zu werden. Um eine dichte Verbindung um die Rohrwand herum herzustellen, ist ein Kupferstreifen zwischen die Flantschen gelegt, so dass man jederzeit im Innern der

Fig. 13.

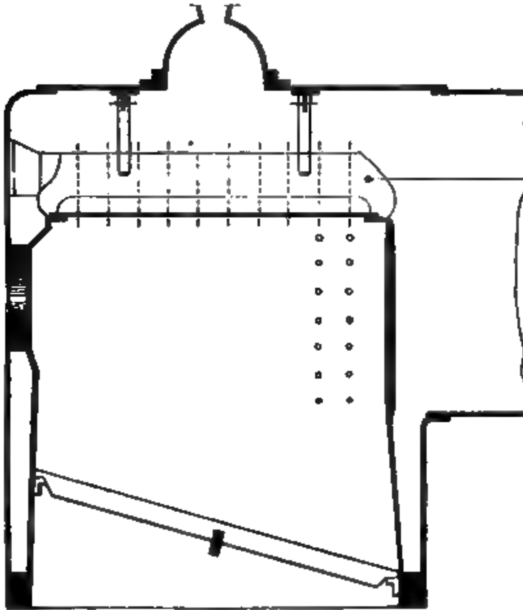


Fig. 14.

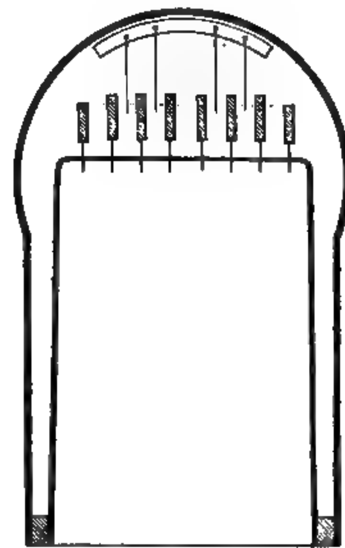
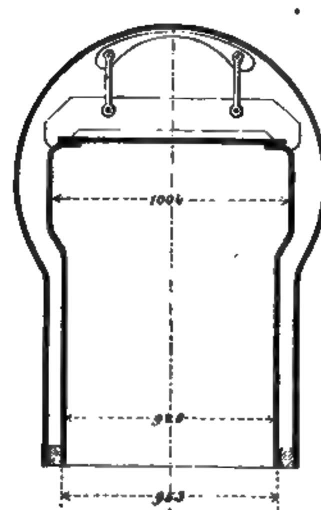


Fig. 15.



Fig. 16.



Feuerbüchse verstemmen kann. Bei dieser Construction erhält man eine dünne Platte (in diesem Falle 8 mm dick) für den Rumpf derselben und eine starke Platte von 18 mm für die Röhren, während die Feuerbüchsdecke 10 mm stark ist.

Die Rohrplatte kann leicht erneuert werden, ohne irgend wie die andern Theile der Büchse zu entfernen. Die Ecken-Nähte, welche gewöhnlich eine Quelle der Undichtigkeiten sind, werden gänzlich vermieden, und eine beträchtliche Ersparniss sowohl an Arbeit wie an Material wird dadurch erzielt.

Die bis jetzt angeführten Constructionen kann man betrachten als Normalconstructionen, da die Form eine reine ist, d. h. der die Feuerbüchse bildende Kasten ist frei von allerlei Zugaben und Anhängseln, als Quer- und Längsscheidewänden, besondern Verbrennungskammern u. s. w. Die Feuerbüchsen mit den eben genannten Constructionstheilen lassen sich im Allgemeinen schwer besprechen, ebenso ist es nicht rathsam sie in Gruppen einzutheilen, da die eine Construction mit der andern so wenig Uebereinstimmendes hat, dass man soviel Abtheilungen bekommen würde, als einzelne Maschinen, die mit dergleichen Feuerbüchsen versehen sind, existiren. — Jeder Constructeur verfolgte hier seine eigene Idee und Ansicht, änderte dieselben auch im Laufe der Zeit häufig, so dass man fast sagen kann: »Es existiren nicht zwei Locomotiven desselben Systems, derselben Construction etc., bei denen die Feuerbüchsen mit jenen Einrichtungen, die den Zweck einer Vergrösserung der directen Heizfläche resp. vollkommeneren Verbrennung haben sollen und theilweise zu den Rauchverbrennungsapparaten gehören, in gleicher Weise ausgeführt sind.«

Wir wollen deshalb die Feuerbüchsen, welche hier noch Erwähnung verdienen, an einzelnen Specialitäten betrachten.

Feuerbüchsen mit Querscheidewänden.

Die Feuerbüchse der älteren (1848 gebauten) Maschinen der Great-Western-Bahn. — Dieselbe hatte — da das Spurmaass von 2,135 m es zuliess — eine mittlere lichte Breite von 1,627 m und eine Länge von 1,296 m. Die Seitenwände derselben standen mit denen der Feuerkiste nicht parallel, so dass bei einem Abstande derselben am oberen Ende von 115 mm, der am unteren nur etwas mehr als 60 mm betrug. Die beiden Seitenwände und die Decke bestanden weder aus einer einzigen Blechtafel, noch war die Decke und jede der Seitenwände für sich bestehend, sondern dieselbe war aus den durch Umbiegung der Seitenwände am oberen Rande überschüssigen Stücken gebildet, von denen jedes die Hälfte der Decke darstellte. Es entstand dadurch in der Mitte der Decke die auf Tafel IV, Fig. 5 sichtbare Nietnaht. Ausserdem war die Rohrwand und Hinterwand auf die übliche Weise hiermit in Verbindung gebracht. Diese Feuerbüchse war nun durch eine aus doppelten Blechen bestehende und an beide Seitenwände angenietete Querwand oder Brücke in zwei Theile getheilt. Der hohle Raum dieser Querwand communicirte mit dem Wasserraum zu beiden Seiten. Die Wandungen der Querwand waren ebenfalls durch Stehbolzen gegenseitig abgesteift. Durch diese Einrichtung war es möglich in Rücksicht auf die grosse Breite der Feuerbüchse eine grössere Heizfläche zu erlangen. Es hatte ausserdem jede Abtheilung der Feuerbüchse einen besonderen Rost, von denen der der vorderen Abtheilung etwas höher lag als der der hinteren.

Feuerbüchsen mit Längsscheidewand.

Bei der Maschine »Liverpool« nach Crampton'schem System (1849) gebaut von Bury, Curtis & Kennedy, Tafel IV, Fig. 6 und 7, war die Feuerbüchse der Form des Feuerkastens angepasst und zwischen beiden 65 mm Wasserraum, der sich nach oben an den Seiten auf 90 mm erweiterte. Sie war circa 180 mm über dem Roste durch eine längslaufende Mittelwand in zwei Theile geschieden, so dass zwei Feuerthüren angebracht werden mussten. Der hohle Raum zwischen diesen beiden Mittelwänden

konnte nur am hinteren Ende auf seine ganze Höhe mit dem Wasserraume an der Hinterwand und vorn nur auf 230 mm mit dem Wasserraume der Vorderwand in Verbindung treten, um die ganze Rohrwand für die Einmündung der Heizröhren benutzen zu können.

Auch hier war die Scheidewand durch Stehbolzen gut versteift. Ueber die Gestalt und Zusammensetzung der Bleche giebt die erwähnte Skizze vollständig Aufschluss. Die lichte Länge der Feuerbüchse beträgt oben 1,68 m, unten jedoch, wo der hintere Theil um circa 250 mm sich verlängert, um eine grössere Rostfläche zu erhalten, ist die Länge 2,085 m. Ausserdem ist die Feuerbüchse sowohl, als der Feuerkasten an seiner Vereinigung mit dem Langkessel ausgebaucht, um ihn in die Form des letzteren überzuführen. Nach demselben Principe construirte Feuerbüchsen sind auch an Maschinen der Berlin-Potsdam-Magdeburger Bahn in Gebrauch.

2. Dimensionen. Seit dem Jahre 1862 hat sich der Locomotivkessel insofern verändert, als infolge Vermehrung der Kohlenheizung, lange Feuerbüchsen häufiger geworden sind. Bemerkenswerth in Bezug hierauf ist noch die in Baldwin's Locomotive works in Philadelphia (in Firma: Burnham, Parry, Williams & Comp.) gebaute Lastzug-Locomotive mit 4 gekuppelten Achsen, deren Feuerbüchse für Anthracitkohlen-Heizung eingerichtet ist und eine lichte Länge von 3,10 m hat. Die Fig. 1 und 2 auf Tafel VI zeigt einen Längen- und Querschnitt. Die innere Feuerbüchse ist nach oben erweitert, hat eine flache Decke 12,7 mm stark, welche durch 27 doppelte Querdecken-Ankerbarren mit je 8 Bolzen abgefangen wird. Der äussere Feuerkasten, welcher um die verbreiterte innere Büchse fast elliptisch geformt ist, trägt auf seinem vorderen Theile einen Dampfdom von 711 mm Weite, mit gewölbter gusseiserner Decke. Sie ist mit dem Deckenmantel mit Doppelbändern durch zwischengenietete T-Stücke verankert. Beim Dome schliesst sich diese Deckenverankerung an die Seitenwände derselben an. Zwischen je zwei Deckenankerbarren geht ein Queranker der äusseren Seitenwände durch, also 26 Stück im Ganzen. Die Feuerbüchsdecke fällt rückwärts ab, so dass trotz der grossen Länge ein Blossliegen der hintern Kante in Steigungen unmöglich ist. Die Blechstärken sind durchweg 9,5 mm und in der Feuerbüchsdecke und den Rohrwänden 12,7 mm. Die Hinterwand des Feuerkastens ist oberhalb der Feuerbüchse durch drei Reihen Anker abgefangen, welche mit Doppelwinkeln an dieselbe angenietet sind. Einige dieser Anker gehen schräg an die Langwände des äusseren Feuerkastens hinan und stören hier das Gleichgewicht der gewölbten Decke, andere reichen bis in die Mitte des Langkessels hinein. Die untere Reihe hängt sogar an dem hintersten Ankerbarren der Feuerbüchsdecke und beansprucht deren Bolzen auf Abbrechen. Der Feuerkasten-Mantel überhöht den cylindrischen Kessel um 279 mm und geht flach conisch in denselben über. Die seitlich flachen Partien dieses elliptischen Ueberganges sind durch je drei vertical angenietete T-Eisen versteift. Die Feuerbüchse ist in den cylindrischen Kessel soviel verlängert, dass die Rohrwand mit der äusseren Feuerkistenwand in eine Ebene fällt. Die eisernen Rohre sind 3,962 m, also aussergewöhnlich lang. Der cylindrische Kessel mit Einschluss der Rauchkammer ist aus vier Blechschüssen gebildet, von denen die hinteren je auf die vorderen geblattet sind. Nach der neueren Erfahrung über die Anwendung grosser Feuerbüchsen kann angenommen werden:

a) dass die Grösse der Feuerbüchse abhängig ist von der Beschaffenheit des Brennmaterials,

b) dass für Brennmaterial von geringerer Qualität grössere Feuerbüchsen als bisher angewandt worden sind, d. h. solche, welche über 1,4 m lichte Länge haben, zweckmässig erscheinen,

Auf der Köln-Mindener Bahn hat sich gezeigt, dass eiserne Feuerbüchsen mit runder Form für kleine Maschinen mit schwachem Dampfdruck und gutem Speisewasser für ziemlich tadellos gehalten werden konnten, dass jedoch für grössere Maschinen dieselben nicht zu empfehlen sind. Es wird hier hervorgehoben, dass die geringere Wärmeleitungsfähigkeit des Eisens eine nicht unwichtige Rolle dabei spielt, und dass dieselben den Vortheil des gleichartigeren Materials im Kessel mehr wie aufhebt. Bei dem lebhaften und vielfachen Veränderungen ausgesetzten Feuer der Locomotiven erhalten nothwendig einzelne Stellen der Feuerbüchse, resp. jede Wand derselben mehr Hitze, als andere; bei der guten Wärmeleitungsfähigkeit des Kupfers wird verhältnissmässig schnell die grössere Hitze der einzelnen Stellen abgegeben; bei dem Eisen ist diese Ausgleichung jedenfalls eine viel langsamere, und entstehen hierdurch leicht nachtheilige Spannungen in den Wänden. Bildet sich an den Wänden eine Kesselsteinschicht, die bei schlechtem Wasser unvermeidlich ist, so wird dieser Temperaturunterschied nebst seinen Wirkungen noch erheblich vergrössert, weil die Abgabe der Wärme an das Wasser langsamer von Statten geht. Ausserdem scheint sich der Kesselstein leichter an Eisen anzusetzen, resp. daran zu haften, als an die glatten Wände von Kupfer. Die gewonnenen Erfahrungen erscheinen denen auf amerikanischen Bahnen gegenüber viel ungünstiger, als man erwarten sollte; jedoch ist dabei zu berücksichtigen, dass jene nur eiserne Feuerbüchsen für Holz- und Anthracitheizung in Anwendung bringen, während die bei uns befindlichen Feuerbüchsen ausschliesslich mit Kohlen gefeuert werden. Auf den amerikanischen Bahnen pflegt man den Eisenblechen zur Feuerbüchse nur 7 mm Stärke zu geben, so wie der Rohrwand 10 bis 13 mm. Man vermeidet eben darum grössere Stärken, weil sich dieselben in so grossen Dimensionen, wie die Feuerbüchsen erfordern, nicht solid genug herstellen lassen, daher abblättern und schnell ausbrennen, auch sich leichter werfen.

Diese angeführten geringen Stärken sollen sich jedoch auch für die Maximal-Dampfspannung von 120 Pfund pro Quadratzoll, sowie für das Einundeinhalbfache, mit welcher die Kessel geprüft werden, als ausreichend erwiesen haben.

Als Ursachen der Deformation der Rohrwände der Feuerbüchse werden angeführt:

Construction, fehlerhaftes Material, Verwendung von schlechtem Speisewasser und mangelhafter Behandlung seitens der Führer, namentlich beim Einschlagen von Rohrstopfen.

Bei der in Stuttgart im Juni 1878 abgehaltenen VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung wurden auf die gestellten Fragen:

»In welchem Umfange kommen Feuerkasten ganz oder theilweise von Stahl oder Eisen vor, wie bewähren sich dieselben, und liegen bezüglich der Verwendung bestimmter Stahl- und Eisensorten und bestimmter Constructionen und Dimensionen besondere Erfahrungen vor? Bei welchem Druck sind sie angewandt?«

nur von sieben Verwaltungen Erfahrungen mitgetheilt und hiernach folgende Schlussfolgerung gezogen:

Feuerkasten von Stahl oder Eisen bei Locomotiven für Streckendienst haben sich bisher auf den Vereinsbahnen nicht bewährt.

Bezüglich der Verwendung von Feuerkasten aus Stahl oder Eisen für kleinere Rangir-Locomotiven liegen noch nicht genügende Erfahrungen vor.

§ 8. Deckenanker oder Ankerbarren und sonstige Verankerungen zwischen den Decken. — Da, wie wir bereits gesehen haben, die Decken der Feuer-

büchsen alle gerade Flächen bilden, welche um so leichter durchgebogen werden können, je grösser die Feuerkasten sind, so hat man für eine genügende Absteifung, die dem ungeheuren Drucke von 6 bis 10 Atmosphären einen sicheren Widerstand entgegen zu setzen vermag, Sorge zu tragen. Diese Absteifung der Feuerbüchsdecken kann nach fünf verschiedenen Systemen erreicht werden:

1) Durch Deckenanker oder Ankerbarren, die mit ihren Enden auf die senkrechten Wände sich stützen und in der Mitte mit der Feuerbüchsdecke verschraubt sind.

a. Deckenanker in der Längenrichtung,
b. dergl. in der Querrichtung,
c. mit theilweiser Aufhängung an der Feuerkastendecke.

2) Durch Ankerbarren nach System Wernher, die an den Seitenwänden des äusseren Feuerkastens befestigt sind, und an denen die Feuerbüchsdecke durch Stehbolzen aufgehängt ist, während die Ankerbarren zugleich die Seitenwände des Feuerkastens verankern.

3) Durch Deckenstehbolzen,

a. mit halbkreisförmiger Feuerkastendecke und flacher Feuerbüchsdecke,
b. nach System Belpaire mit flacher Feuerbüchsdecke und flacher Feuerkastendecke.

4) Durch halbkreisförmige Decken der Feuerbüchsen ohne Deckenanker,

a. mit glatten Decken nach System Haswell,
b. mit vertical gewellten Decken und Seitenwänden nach System Macy.

5) Durch Verankerung nach System Becker in der Mitte zwischen System 3 und 4, wobei die Ecken zwischen Seitenwänden und den beiden Decken (der Feuerbüchse und des Kastens) nach grossen Radien abgerundet, beide Decken nur kleine Flächen haben und durch eine geringe Zahl von Deckenstehbolzen verankert sind.

Die Deckenanker des 1. Systems gehören zur älteren Construction; dieselben sind schmiedeeiserne Rippen, welche gewöhnlich in der Mitte höher, als an ihren Enden, hochkantig sind und in Entfernungen von 0,10 m bis 0,12 m von einander über die Decke gelegt und mit derselben durch mehrere Stehbolzen verschraubt werden.

Diese Ankerbarren laufen gewöhnlich nach der Längenrichtung des Kessels und stützen sich mit den abwärts gekröpften Enden auf die senkrechte Vorder- und Hinterwand, wie bei *B* Fig. 3, 4 und 8 auf Tafel IV zu ersehen ist. Bei sehr langen Feuerbüchsen jedoch würden die Ankerbarren in der Mitte zu hoch werden, um stark genug zu sein; sie müssen dann quer gelegt werden, wie in Fig. 15 u. 16, p. 225, sowie in Fig. 6 u. 7, Tafel IV, welche Construction aber bedingt, dass die Seitenwände gerade und nicht ausgebaucht sind. In Fig. 7 sind die Endstützen der Ankerbarren an der linken Seite richtig, während die der beiden vordern Deckenanker (an der rechten Seite) fehlerhaft construirt sind und wenn sie nicht noch an der Feuerkastendecke durch die Eisen *b*, *b* aufgehängt wären, keine sichere Verankerung gewähren.

Die Feuerkistendecke lässt sich bei der Längslage der Anker durch die Oeffnungen der Regulatorstopfbüchse und des Sicherheitsventiles, sowie durch Besteigen des Kessels leichter reinigen, auch können einzelne Anker bequemer untersucht und losgenommen werden. Die Deckenanker in der Längenrichtung sind daher die gewöhnlichen und sucht man bei längeren Feuerbüchsen die Deckenanker durch Hängeeisen mit der Feuerkastendecke zu verbinden, wie Fig. 11 und 12 auf Tafel III zeigt.

Was die Construction der Deckenträger betrifft, so werden sie entweder massiv geschmiedet, wie nachstehende Figuren 17 und 18 zeigen, oder aus doppelten Blechplatten nach Figur 19, 20 und 21 hergestellt. Die Deckenträger Fig. 17 und 18 sind an den Stellen, wo sie durch die Bolzenlöcher geschwächt sind, aufgestaucht. Die Löcher müssen nach der Längenrichtung der Anker etwas länglich oder grösser als die Bolzenstärke sein, weil die Kupferdecke und der eiserne Anker sich verschieden ausdehnen und deshalb eine Verschiebung gegen einander erleiden, an welcher der Bolzen nicht Theil nehmen darf. Die Anker liegen nur an den Enden auf den Kanten der Feuerbüchsdecke auf, im Uebrigen stehen sie 25 bis 40 mm von der Decke ab, damit das Wasser unter denselben wegspülen kann, an den Stellen jedoch, wo die Bolzen durch die Decke gehen, sind Ringe *r* von der Höhe der Abstände der

Fig. 17.

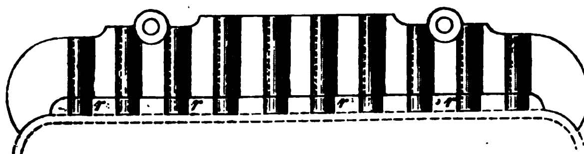


Fig. 18.



Fig. 19.

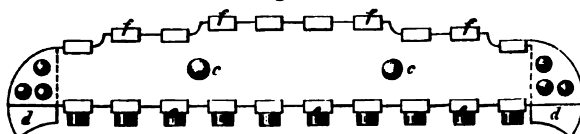


Fig. 20.

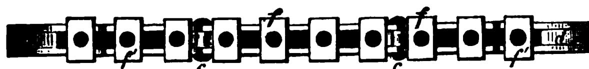
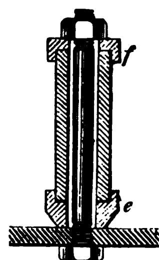


Fig. 21.



Deckenträger untergelegt, um die Bolzen besser in der Decke dichten zu können. Der Abstand darf nicht kleiner genommen werden, weil er sich sonst leicht mit Kesselstein ausfüllt. Die massiv geschmiedeten Anker sind theurer und leidet das Material beim Aufstauchen.

Einfacher und billiger sind die in vorstehenden Fig. 19—21 gezeichneten Deckenanker; dieselben bestehen aus je zwei in einer Entfernung von 25 mm von einander abstehenden Blechplatten oder Flacheisen, die nach den Enden stufenweise schmäler werden und durch einige Niete *c c* mit zwischengelegten Rohrstückchen sowie an den Enden ausserdem durch zwei eingenietete massive Eisenstücke *d d* verbunden sind. Da, wo die Bolzen durchgehen, greifen unten die gusseisernen Unterlegscheiben *e* und oben die Deckplättchen *f* über die beiden Theile, wie dies der Durchschnitt Fig. 21 veranschaulicht. In ähnlicher Weise sind die Deckenanker von Fig. 2 und 3 und Fig. 8 und 9 der Tafel IV construirt.[3])

[3]) Man hat auch einfache Deckenanker mit T-förmigem Querschnitt construirt, vergl. Organ 1846, p. 196 und 1873, p. 56.

auch nicht durch Erhöhung, weil die Decke immer mit Wasser bedeckt sein muss und deshalb der Langkessel bald mit Wasser angefüllt sein würde.

Um dennoch die Vergrösserung der directen Heizfläche zu erzielen, erübrigt nur, die Feuerkiste länger zu machen, und hat man dieselben bei kräftigen Güterzugmaschinen auch wirklich auf 2,5 m (in Nordamerika selbst auf 3,10 m) gebracht.

Bei solchen Feuerkisten müssten die der Länge nach gelegten Deckenanker sehr hoch sein, damit sie stark genug sind, infolge dessen der einzelne Anker sehr schwer wird. Bei der Querlage könnten allerdings die Anker niedriger sein, die Anzahl würde jedoch grösser, so dass in dem einen wie in dem andern Falle die Feuerbüchse ein grosses Gewicht bekommen und deshalb die Hinterachse stark belastet würde.

Durch die um's Jahr 1864 zuerst aufgetauchte Construction der Deckenstehbolzen ist diesem Uebelstande abgeholfen. Dieselben werden, wie oben bemerkt, nach zwei Methoden ausgeführt, entweder a) mit halbkreisförmiger Decke der äussern Feuerkiste in der Verlängerung des cylindrischen Kessels, oder b) mit flacher Decke des Feuerkistenmantels (nach System Belpaire).

Bei der ersteren in Fig. 1 und 2 auf Tafel III dargestellten Methode werden Sättel *s* von Schmiedeeisen auf die äussere Feuerkiste genietet, um den Zug der Stehbolzen auf eine grössere Stelle zu vertheilen und den Muttern eine ebene Unterlage zu schaffen. Je nach dem Platze, der auf der Feuerkistendecke zur Verfügung steht, macht man für einen oder mehrere Stehbolzen einen solchen Sattel *s*.

Fig. 22.

Wie nebenstehende Fig. 22 in grösserm Maassstabe zeigt, giebt man der Mutter *m* einen Ansatz *a*, mit welcher der Stehbolzen angezogen und gehalten wird, der, in eine Vertiefung des Sattels passend, Sicherheit gegen Beschädigung des Gewindes bietet. Die Dichtung wird durch eine untergelegte Kupferscheibe *k* erreicht. An der Stelle, wo die Stehbolzen durch die Decke der kupfernen Feuerbüchse treten, sind sie am stärksten und mit Gewinde, sowie nach unten mit einem sechseckigen Kopfe versehen; sie können alsdann auch, wenn sie mit Kesselstein incrustirt sind, von der Feuerbüchse aus entfernt werden.

Auf den Sächsischen Staatsbahnen hat man bei einigen Maschinen die Zahl der Ankerbarren, siehe Fig. 9 und 10, Tafel III, auf 4 Stück reducirt; dieselben liegen je 2 auf jeder Seite der Decke, während der mittlere Theil der letzteren durch 4 Längsreihen von Schraubenbolzen, welche ebenfalls in der Decke der Feuerkiste verschraubt sind und ausserdem von aussen durch Muttern verwahrt werden, vor dem Durchbiegen geschützt wird.

An der Hinterwand ist ein T-Eisen angenietet, mit dessen Rippe die Gabelenden von 5 zwischen den Bolzenreihen sich hinstreckenden Flacheisenstäben *G G* verbunden sind. — Beim Eintritt in den Langkessel sind diese Stäbe nochmals gegabelt und die durch den Kessel sich hinziehenden Ankerstangen daran befestigt.

Bei der Construction des Feuerkistenmantels mit flacher Decke nach System Belpaire ist die Ausführung der Deckenstehbolzen einfacher, die Vorderwand des Feuerkastens *B C* Fig. 5 und 6 auf Tafel III und Fig. 3 und 4 auf Tafel VI erfordert aber, wie bei den überhöhten Feuerkasten, eine schwierige Austümpelung und vorzügliches Material.

Die Stehbolzen *s s* sind 25 mm stark, im Gewinde 30 mm. Die Entfernung beträgt in der Längenrichtung nicht über 100 mm und in der Querrichtung nicht über 110 mm. Diese Stehbolzen werden entweder, wie Fig. 5 und 6 auf Tafel III zeigt, mit doppelten Muttern (eine unter, eine über der Feuerbüchsdecke) der besseren Dichtung wegen, oder wie aus den Figuren 23 und 24 zu ersehen, mit einfachen messingenen Muttern in der Feuerbüchse hergestellt.

Die Messingmuttern rosten nicht fest und sind unten geschlossen, damit sie besser dicht halten; sie werden aber bald durch das Feuer zerstört. Stehbolzen dieser Construction haben in der obern Decke den grössten Querschnitt, so dass sie nach Wegnahme der Muttern von oben leicht herausgezogen werden können, auch wenn sich eine Lage Kesselstein angesetzt hat. Stehbolzen mit doppelten Muttern sind dagegen schwierig loszunehmen, da erst die Muttern über der Feuerbüchsdecke vom Innern des Kessels aus losgeschraubt werden müssen.

Fig. 23.

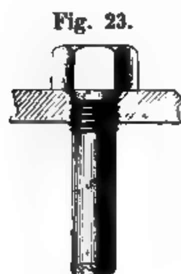


Fig. 24.



Die Schrauben müssen in beiden Decken gleiche Ganghöhe haben, weil sich sonst beim Anziehen die Decken krumm ziehen. Die ungleiche Ausdehnung des verschiedenen Materials der kupfernen Feuerbüchse und des eisernen Feuerkastens hat zur Folge, dass die beiden Decken beim Anheizen eine kleine Biegung erleiden, welche auf die Ecken nur dann nachtheilig wirkt und Brüche veranlasst, wenn man denselben eine zu geringe Abrundung giebt und mit der äusseren Stehbolzenreihe zu nahe an dieselben rückt. Es ist daher zu empfehlen, die Radien für die Umbiegungen der Feuerbüchsdeckenecken nicht unter 65 mm und die Entfernungen der ersten senkrechten Stehbolzenreihe von der innern Fläche der kupfernen Rohr- und Thürwände nicht unter 150 mm zu bemessen.

Bei der flachen Form der Decke des Feuerkastenmantels ist es auch nöthig, die beiden geraden Seitenwände durch eine oder mehrere Reihen von Ankern *r* (Fig. 5 und 6, Tafel III und Fig. 3 und 4, Tafel VI) abzusteifen. Dieselben können ganz so wie die aufrecht stehenden sein, oder man nietet innerhalb horizontal Winkeleisen an, welche in der bekannten Weise durch Queranker mit gabelförmigen Enden verbunden werden. Der obere Theil der Rückwand wird am besten durch angenietete Eckbleche *A* (Fig. 5 und 6, Tafel III) oder horizontal mittelst doppelter Winkeleisen angenieteter Blechrippen *A* (Fig. 3 und 4, Tafel VI) versteift.

Die Deckenverankerung mittelst Stehbolzen hat den Uebelstand, dass der Raum zwischen den beiden Decken sehr verbaut, deshalb nicht zugänglich und infolge dessen eine genaue Revision schwierig ist. Dagegen wird durch den Wegfall der Deckenbarren die Feuerbüchse bedeutend leichter als bei andern Constructionen und kann die Decke besser von Kesselstein gereinigt werden. Zu dem Ende bringt man über der Feuerbüchsdecke im Feuerkastenmantel conische Schraubenbolzen oder grössere Luken *L* (Fig. 1 und 2, Tafel III) mit aufgeschraubten Deckeln an. Die Gewichtsdifferenz eines Feuerkastens mit Deckenstehbolzen im Vergleich eines solchen mit Deckenankern wird bei 1,465 m Länge und 1,073 m Breite des Kastens auf

500 Kilogramm angegeben, daher das Gewicht auf die Hinterachse durch jene Construction bedeutend vermindert wird.

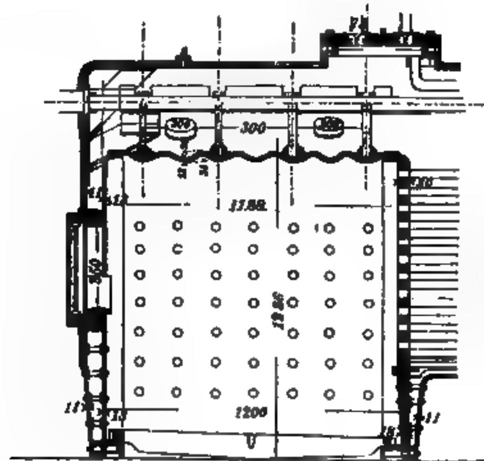
In dieser Beziehung ist die grösste Gewichtsverminderung durch halbkreisförmige Deckenconstruction ohne alle Deckenanker zu erreichen.

Diese kann entweder, wie bereits oben bemerkt, mit glatten, halbkreisförmigen Decken nach System Haswell oder mit gewellter halbkreisförmiger Decke (System Maey) ausgeführt werden.

Die glatten halbkreisförmigen Feuerbüchsdecken sind jedoch nur für kleinere Maschinen und bei geringerem Dampfdrucke anwendbar und wurden (im Jahre 1868) 6 Stück Rangirmaschinen nach dieser Construction für die Kaiser Ferdinands-Nordbahn von J. Haswell (Maschinenfabrik der Oesterreich. Staatsbahn) in Wien gebaut.[4])

Die halbkreisförmigen gewellten Feuerbüchsen sind dagegen auch bei schweren Güterzugmaschinen und bei hohem Dampfdruck von 12 Atmosphären mit sehr günstigem Erfolg ausgeführt.

Fig. 25. Fig. 26.



Die vorstehenden Holzschnitte, Fig. 25 und 26, erläutern die Construction der Feuerbüchsen mit halbkreisförmiger und gewellter Decke. Die Feuerbüchse besitzt durch die Form ihrer Decke schon die nöthige Widerstandsfähigkeit und bedarf daher keiner Verankerung.

Die kupferne Feuerkiste besteht bei dieser Construction aus drei Platten, wovon die Rohrwand und die Hinterwand mit der Feuerthür, wie gewöhnlich eben eingerichtet ist. Die Seitenwände und die Decke sind aus der dritten Platte, bez. aus einer Platte von gewelltem Blech hergestellt. Am Verbindungsring der stählernen Feuerkistenwandung mit der eigentlichen Feuerkiste verlaufen sich die Wellen eben. Die Seitenwände sind genau einander parallel und die Decke in einem Halbkreise hergestellt. Die Höhe einer Welle beträgt 38 mm und die Wellenlänge 150 bis 155 mm.

[4]) Vergl. Organ für Eisenb.-Wes. 1870, p. 126 und die Abbildungen daselbst Tafel VIII, Fig. 3 und 4.

Für die geraden Seitenwände wurden die gewöhnlichen Stehbolzen, jedoch in anderthalbfacher Entfernung (jedesmal nach der Wellenlänge) angewendet. Trotz der um die Hälfte geringeren Zahl von Stehbolzen sind bis jetzt bei 20 schon längere Zeit im Dienst befindlichen derartigen Locomotiven, ungeachtet des grossen Dampfdrucks von 12 Atmosphären noch keine Stehbolzen zerrissen; demnach scheint die Zahl entsprechend zu sein.

Das Wellen der kupfernen Blechtafel kostet für 100 Kilogramm 5 bis 6 Mark, also für die Feuerbüchse 24—30 Mark mehr, dagegen werden dieselben durch die wenigen Stehbolzen für die Feuerbüchse etwa 150—240 Mark billiger als solche nach gewöhnlicher Construction. Diese Feuerbüchsen sollen im Betriebe noch gar nicht gelitten haben; selbst bei schlechtem Wasser zur Kesselspeisung setzen dieselben auf den gewellten Flächen nicht den geringsten Kesselstein ab, es ist deutlich wahrzunehmen, dass die Wellenform im Betriebe keine Aenderung erfährt, bez. die Wellen kürzer oder länger werden und dass dadurch der Kesselstein abgesprengt wird.[5])

Diese Feuerkistenform bietet nachfolgende wesentlichen Vortheile:

1) Wegen deren constructiven Form gewährt sie bei dem geringsten Materialaufwand, resp. Gewicht, die grösstmögliche Widerstandsfähigkeit, Sicherheit und Schonung der Feuerbüchse. Bei dem Bestreben, des pecuniären Vortheils wegen, möglichst hochgespannte Dämpfe zu verwenden, ferner bei der Thatsache, dass keine der oben beschriebenen Verankerungen für längere Zeit zuverlässig ist, weil diese die natürliche Ausdehnung der Feuerbüchse behindern und dadurch Kräfte hervorrufen, welche auf Zerstörung der Feuerbüchse oder der Verankerung oder beider wirken, ist die Maey'sche Construction den früher angewandten Feuerbüchsen mit ebenen Wänden und complicirter Verankerung vorzuziehen. Dagegen widersteht jene erfahrungsmässig ohne jegliche Verankerung[6]) einem Drucke bis über 20 Atmosphären, kann sich ausdehnen, wohin sie will, und verspricht eine grosse Dauer, weil sie überall gleichmässig und nirgends zu stark beansprucht werden kann.

Auf der Schweizer. Nord-Ostbahn sind jetzt über 20 Locomotiven mit dieser Construction, welche alle mit einem Betriebsüberdrucke von 12 Atmosphären arbeiten, im Betriebe. Die ersten 4 Stück, vor 12 Jahren von Maey selbst erbaut, haben bis jetzt nicht die geringsten Kesselreparaturen veranlasst.

Weiter sind als Vortheile dieser Construction zu verzeichnen:

2) Erfahrungsmässig setzt sich auf den Decken dieser Kisten, selbst beim schlechtesten Speisewasser kein Kesselstein ab. Es ist infolge dessen ein Durchbrennen derselben oder Reissen, durch starken Kesselsteinansatz verursacht, nicht zu befürchten.

3) Gestattet die Kiste eine leichte Controlirung.

4) Ist dieselbe für die Wärmeabnahme geeigneter als die gewöhnliche.

5) Wird derselben durch die Wellenform und den Wegfall der Ankerung die Starrheit benommen.

---

5) Die Priorität dieser zuerst 1867 entstandenen Construction ist unzweifelhaft dem frühern Obermaschinenmeister Maey in Zürich zuzuschreiben; vergl. Organ 1872, p. 194.

6) Die in den Figuren 25 und 26 angedeuteten Deckengelenkanker haben in den Befestigungsstellen einen ziemlichen Spielraum und werden für gewöhnlich gar nicht in Anspruch genommen, heben sich vielmehr im Betriebe von ihren Sitzen ab und dienen eigentlich für nicht vorgesehene Fälle.

Dagegen sind als Nachtheile der Maey'schen Construction anzuführen:

a. Sie vermindert beträchtlich die Anzahl der Röhren in der Rohrwand und folglich die Grösse der Heizfläche.

b. Der ganze auf die Decke der Feuerkiste durch die Dampfspannung ausgeübte Druck wird von den 4 Verticalwänden derselben aufgenommen und wird mithin auch den Stehbolzen, dem unteren Kranzringe und dem Heizthürringe mitgetheilt, welche leichter dampflässig werden.

Zur Beseitigung dieser Uebelstände hat der Centralinspector Ludw. Becker in Wien eine Combination der Feuerbüchsen mit halbkreisförmiger Decke und der flachen mit Stehbolzen verankerten Decke geschaffen, wonach bis jetzt allein auf österreichischen Bahnen circa 300 Locomotivkessel ausgeführt sind. Bei dieser Construction ist der flache Theil der Deckenoberfläche von der Belpaire'schen Feuerbüchse (Fig. 5 und 6, Tafel III) möglichst vermindert worden, dabei aber eine hinreichende

Fig. 27.

Fig 28.

Anzahl von Deckenstehbolzen beibehalten, um eine vollständige widerstandsfähige Aufhängung herzustellen; zugleich wurde der Halbmesser der Wölbung von den halbkreisförmigen Feuerbüchsen in der Weise vermindert, dass noch immer die Widerstandsfähigkeit gewölbter Körper in grossem Maasse nutzbar gemacht und endlich die Transversaldurchzugschrauben *r r* (Fig. 5 und 6, Tafel III) oder jede ähnliche Versteifung möglichst ausgeschieden werden.

Die vorstehende Fig. 27 zeigt den Querschnitt einer derart verbesserten Feuerkiste. Es ist hier die Decke *b* derselben in der Mitte flach, aber dieser flache Theil beträgt blos circa ein Drittel der ganzen Breite der Feuerbüchse, — die beiden andern Drittel *c*, *c* sind gegen die nächstliegenden Seitenwände *p*, *p* abgerundet; — der flache Theil ist durch drei Schraubenreihen *s*, *s* an die Decke *d* des Stehkessels befestigt. Diese letztere ist nur in ihrer Mitte flach, aber die Seitenwände sind von der Höhe an, wo die Wölbung der Feuerkistendecke beginnt, derartig gewölbt, dass

sie durch ihre Form allein hinreichende Widerstandsfähigkeit bieten, um jede Versteifung durch Transversaldurchzüge entbehrlich zu machen.

Es ist einleuchtend, dass die Grösse des flachen Theiles der Feuerbüchsendecke von den übrigen Kesseldimensionen abhängt; für kleinere Locomotiven wird dieser abgeflachte Theil nicht mehr als 6 Centimeter betragen und wird dabei nicht mehr als eine Schraubenreihe angewendet; für sehr grosse Locomotiven wird der flache Theil bis zu $^{2}/_{3}$ der ganzen Breite der Feuerbüchsen betragen, wie dies aus Fig. 28 (p. 237) und aus Fig. 6 auf Tafel V ersichtlich.

Die Vortheile dieser Construction bestehen zum Theil in der Beseitigung der Nachtheile der anderen gedachten Anordnungen; es sind folgende:

Hinsichtlich der Herstellung:

1. Leichter im Gewichte;
2. einfacher in der Anordnung;
3. weniger umständlich in der Anfertigung und aus diesen Gründen billiger in der Herstellung um circa 330—990 Mark per Kessel bei 400—1000 Kilogramm Gewichtsverminderung.

Hinsichtlich der Erhaltung:

4. Die Kesselsteinablagerung auf der Decke wird durch den Wegfall der Barren, durch die der ganze Raum über dem Feuerkasten verbaut ist, wesentlich vermindert.

   Aus der gleichen Ursache wird:
5. Das bessere Reinigen der Decke ermöglicht und erleichtert;
6. die Wassercirculation über der Decke weniger behindert;
7. die Wassermenge im Feuerkasten vermehrt (was mit Rücksicht auf die gute Erhaltung der Hinterwand, die oft aus Mangel an durch Dampfbläschen verdrängtem Wasser leidet, wichtig ist);
8. der Druck auf Stehbolzen, Thür- und Fussring wird durch die Zusammenhängung mit der Manteldecke aufgehoben.

   Durch diese Vortheile werden die so häufigen und kostspieligen Reparaturen des Feuerkastens vermindert und dessen Dauer namhaft verlängert. Ueberdies sind die Reparaturen einfacher und billiger herzustellen, als bei Anwendung von Barren, die nach Verlauf einiger Jahre immer ganz erneuert werden müssen.

Hinsichtlich der Construction:

9. Die erzielte Gewichtsverminderung gestattet die Herstellung grösserer Rostflächen ohne zu viel überhängendes Gewicht;
10. ausgebauchte Feuerkisten können ohne Nachtheil für deren guten Bestand, und somit auch relativ grössere Kesseldurchmesser angewendet werden, was eine günstigere Anordnung der Heizröhren und die Erzielung bedeutender Heizflächen bei günstigem Verhältniss zwischen Röhren und Rostfläche gestattet, bei überdies geringem Gewichte per Einheit der Heizfläche.

    Diese Vortheile gestatten die Herstellung sehr kräftiger und relativ leichter Maschinen: 150 qm Heizfläche mit 35500 Kilogramm Totalgewicht per Locomotive in dienstfähigem Zustand.

Bei der im Juni 1878 in Stuttgart abgehaltenen VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung wurden auf die gestellten Fragen:

»Welche Erfahrungsresultate liegen über neuere Feuerkasten-Constructionen, sowie über die verschiedenartigen Aufhängungen der Feuerkastendecken mittelst Stehbolzen, im Vergleich zur Deckenverankerung mittelst Ankerbarren vor?«

»Hat sich bei den Deckenstehbolzen Vernietung oder Verschraubung mittelst Muttern besser bewährt?«

aus den verschiedenen Beantwortungen der Vereinsverwaltungen folgende Schlussfolgerungen gezogen:

Ueber neuere, von einzelnen Verwaltungen in Anwendung gebrachte Feuerkasten, welche aus wellenförmigen Platten mit halbkreisförmiger, unverankerter Decke oder auch bei kleineren Kesseln aus ebenen Platten mit halbkreisförmiger unverankerter Decke hergestellt sind (Construction der Kaiser Ferdinands-Nordbahn), **liegen keine nachtheiligen Erfahrungen vor.**

Die Aufhängung der Feuerkastendecken mittelst Stehbolzen verdient vor der Versteifung der Decken durch aufgelegte Ankerbarren den Vorzug.

Was die Form der äusseren Feuerkastendecken betrifft, so haben sich bei keiner der in Anwendung befindlichen Constructionen Nachtheile gezeigt.

Der weitaus grösste Theil der Bahnen hat entweder die Deckenstehbolzen vernietet und über Verschraubung derselben mittelst Muttern keine Erfahrung, oder die Deckenstehbolzen mit Muttern verschraubt und über die Vernietung keine Erfahrung. Es kann deshalb auch darüber, welcher Construction der Vorzug zu geben sei, kein endgültiges Urtheil abgegeben werden.

Beide Verfahrungsarten entsprechen bei guter Ausführung ihrem Zwecke.

Ferner wurde daselbst auf die Frage:

»Haben die Feuerkasten mit vergrössertem Krümmungsradius der Wände, Decken und Ecken sich bewährt, welche Radien sind angewendet, und bei welchem Dampfdruck?«

nach den von 26 Verwaltungen mitgetheilten Beantwortungen folgende Schlussfolgerung gezogen:

Es sind Feuerkastendecken mit seitlichen Krümmungen selbst von 360 mm Radius bei genügender Blechstärke ohne Nachtheil in Verwendung. Die Abrundungsradien der verticalen Ecken variiren von 20—90 mm. Als mittlere Krümmungsradien können für die Decken solche von 200 mm und für die verticalen Ecken solche von 55 mm bezeichnet werden.

Endlich wurde noch auf die ebendaselbst gestellte Frage:

»Sind Constructionen in Anwendung, durch welche die Verankerung der Feuerkasten mit dem äusseren Deckenmantel der Locomotive durch Stehbolzen entbehrlich wird, ohne die Betriebssicherheit und Verdampfungsfähigkeit der Kessel zu beeinträchtigen, und welcher Art sind diese Constructionen?«

folgende Beantwortung beschlossen:

Nur bei einer Bahn ist eine Construction von Feuerkasten in Anwendung, bei welcher jede Verankerung mit dem äusseren Kesselmantel entbehrlich ist.

Weitere Erfahrungen sind abzuwarten.

Ueber Deckenverankerungen sind auch noch die Bestimmungen der Constanzer »Technischen Vereinbarungen« des V. D. E. V. anzuführen, welche in § 110 lauten:

Die Aufhängung eines Theiles der Deckenträger der Feuerkasten mit flacher Decke an den äusseren Kessel, sowie die Anwendung von Deckenstehbolzen wird empfohlen.

§ 9. Stehbolzen. — Dieselben bilden ausschliesslich eine Festigkeitsconstruction, indem sie den Zweck haben, die geraden Wandungen der Feuerbüchse gegen die des Feuerkastens abzusteifen und vor Deformation zu schützen. Man hat verschiedene Methoden, die Stehbolzen herzustellen. Die erste und einfachste Art, in Fig. 29 dargestellt, war die, dass man eiserne Niete *a* in Entfernungen von 100—130 mm durch beide Wände hindurchzog, welche auf ihre ganze Länge zwischen den Wänden von einer gusseisernen Büchse oder Hülse *b* umgeben waren, deren Länge beim Anstauchen der Nietköpfe die gegenseitige Annäherung der beiden Wände begrenzte. Diese Stehbolzen haben indess den Nachtheil, dass die Gussstücke die Zwischenräume verengen und die Stellen der Bolzen, welche die Hülse einschliesst, weil sie von Wasser nicht umspült werden, der Zerstörung sehr ausgesetzt sind und verbrennen. Dieser Uebelstand wird bei der in Fig. 30 dargestellten Methode, nach welcher früher die Stehbolzen bei den aus der Maschinenfabrik der Wien-Gloggnitzer-Eisenbahn (jetzt Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft) hervorgegangenen Maschinen hergestellt wurden, vermieden.

Fig. 29.

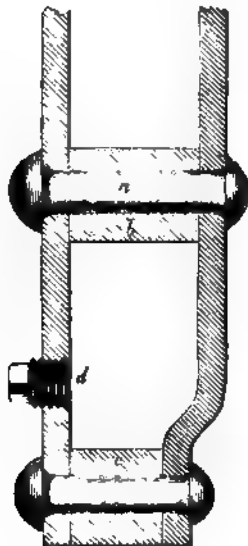


Fig. 30.

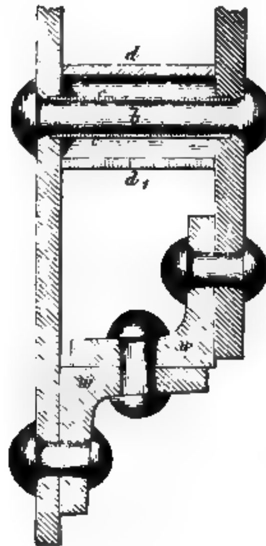


Fig. 31.

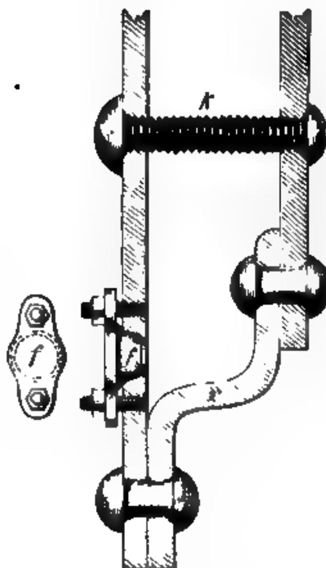


Fig. 32.



Der eiserne Nietbolzen *b* ist zunächst mit einem dünnen Kupferröhrchen *c* umgeben, welches die Löcher in den Wänden mit ausfüllt, alsdann ist der Nietbolzen im Zwischenraum noch in einen eisernen Blechcylinder *d* eingeschlossen, welcher, mit einem Schlitz versehen, dem Wasser erlaubt, das Kupferröhrchen und somit den Stehbolzen abzukühlen.

Der Schlitz d_1 des Blechcylinders muss nach unten gekehrt sein, damit beim Entleeren des Kessels das Wasser auslaufen kann; dennoch setzt sich bei kalkhaltigem Wasser der hohle Cylinder bald mit Kesselstein zu, und wurde auch diese Construction bald verlassen.

Auf noch einfachere Weise werden die Stehbolzen nach Fig. 31 (p. 240) hergestellt, die Löcher in den Wänden mit scharfem Gewinde ausgeschnitten und in diese genau passende Kupferschrauben k von aussen fest eingedreht, welche, nachdem sie dicht verstemmt, durch die Bildung ordentlicher Köpfe gut vernietet werden. Statt dieser Kupferschrauben können auch eiserne verwendet werden, nur müssen diese von innen eingesetzt und in der Kupferwand etwas versenkt werden.

Die äusseren Nietköpfe werden kalt angestaucht, was Sharp, Roberts & Co. in Manchester auch mit den inneren Köpfen thaten; die Erfahrung lehrte jedoch, dass diese letzteren sehr rasch wegbrannten.

Nach Fig. 32 (p. 240) wurden die Stehbolzen s fast sämmtlicher Maschinen der Great-Western-Eisenbahn in England ausgeführt. Der Kopf hat einen conischen Ansatz, welcher genau in die Versenkung des Bohrlochs passt und hier dicht hält, während an der äussern Seite ein kleiner Kopf angestaucht wird. Die Stehbolzen der obersten Reihen, welche erfahrungsmässig am ersten brechen, weil sie am meisten auf Festigkeit beansprucht werden, haben oft an der äussern Seite an Stelle der Nietköpfe Muttern, weil durch das Anstauchen des Kopfes das Gefüge des Eisens sehr leidet.

Obgleich die eisernen Stehbolzen eine grössere absolute Festigkeit besitzen als kupferne, so macht man dieselben doch in neuerer Zeit fast allgemein von Kupfer, weil sich erstens die Köpfe der letzteren im Feuer länger halten und zweitens weil dieselben sich besser dichten lassen, indem dies Metall plastischer als Eisen ist und die mit dieser Eigenschaft correspondirende grössere Dehnbarkeit die relative Ausdehnung der Kupferwand gegen die Blechwand mehr erträgt, wodurch das Abreissen der kupfernen Stehbolzen weniger stattfindet unter denselben Umständen, als das der eisernen.

Nach Fairbairn's Versuchen über die Festigkeit kupferner und eiserner Stehbolzen an Locomotivkesseln sind die Verhältnisse dieser verschiedenen Festigkeiten in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Nummer des Versuchs.	Bruchgewicht in Tonnen.	Festigkeit pro Quadratzoll in Tonnen.	Verhältniss der Festigkeiten, Versuch III, eiserne Bolzen und eiserne Platte = 1000 angenommen.
III	12,5	27,7	1000 : 1000 Eisen und Eisen
II	10,7	23,6	1000 : 856 Eisen und Kupfer verschraubt und vernietet.
I	8,1	18,8	1000 : 648 Eisen und Kupfer verschraubt.
IV	7,2	16,1	1000 : 576 Kupfer und Kupfer verschraubt und vernietet.

Auf den amerikanischen Bahnen sind die eisernen Stehbolzen sehr verbreitet. Man macht sie dort 20 mm stark und placirt sie in Entfernungen von 102 mm.

Für den Fall, dass die Nietköpfe der Stehbolzen abbrennen, wird vom Maschinenmeister Correns in Hanau empfohlen, die Bolzen an dem betreffenden Ende auf eine Länge gleich

der Stärke der Wand ca. 5 mm weit anzubohren und diese Bohrung mittelst mehrerer auf einander folgenden, etwas conischen Stahldornen so viel erweitern zu lassen, dass sich die Schraubengänge wieder vollständig anlegen. Diese Art und Weise der Dichtung soll noch wieder fast so lange halten, als der Kopf eines neuen Bolzens. (Vergl. Organ 1865, Tafel I, Fig. 10.)

Da infolge der ausgebauchten Seitenwände der Feuerbüchsen das Tragvermögen derselben sehr beeinträchtigt wird und das Stehbolzen-System diesen verloren gegangenen Theil ergänzen muss, so tritt häufiger als sonst der Uebelstand auf, dass einzelne Stehbolzen abreissen, ohne dass man zuverlässig erfahren kann, welche abgebrochen sind. Man hat deshalb sämmtliche Bolzen mit einer etwa 3 mm weiten Längsbohrung versehen, damit bei einem Bruche das Wasser durch dieselbe hindurchtrete, um den Bruch anzuzeigen. Diese Methode wurde in der ersteren Zeit so ausgeführt, dass das Wasser sowohl in den Feuerraum als nach der Aussenseite abfliessen konnte; es zeigte sich jedoch, dass die Löcher häufig verstopft wurden durch das Einsetzen von Schmutz und Asche, wodurch natürlich dem Wasser der Weg versperrt wurde und das Mittel nutzlos blieb. Darauf verschloss man die innere Mündung und bewirkte dadurch, dass sich das Mittel sehr bewährte. In neuerer Zeit wird allgemein die

Fig 33.

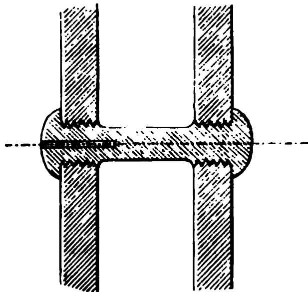
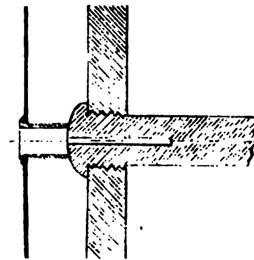


Fig. 34.



Bohrung der Stehbolzen nur an den äusseren Wänden des Feuerkastens, wie vorstehende Fig. 33 zeigt, vorgenommen und zwar wird dieselbe nur etwa 8 mm tiefer über das stehenbleibende Gewinde ausgeführt. Die Bohrung selbst ist 3 mm weit.

Die »Technischen Vereinbarungen« des V. D. E. V. bestimmen in dieser Beziehung in § 110:

Für die Schraubenstehbolzen ist das Durch- oder Anbohren derselben ein zweckmässiges Mittel zur Erkennung der Brüche.

Diese Bohrungen der Stehbolzen dürfen nicht verkleidet werden; es ist dort vielmehr die Verkleidung nach Skizze Fig. 34 einzurichten, so dass ein etwaiger Bruch der Stehbolzen sofort an dem Ausblasen von Dampf zu erkennen ist.[7])

Ueber das Anbohren und Vernieten der Stehbolzen waren bei der in Stuttgart im Juni 1878 abgehaltenen VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung folgende Fragen gestellt:

»Welche Erfahrungen sind in Betreff des Abreissens von Stehbolzen gemacht worden? Genügt es nach denselben, die Stehbolzen nur so weit anzubohren, dass die

[7]) Im IV. Bande unseres Handbuchs, Capitel IX, § 9 und 10, sind verschiedene Maschinen zum Geraderichten, Centriren der Stehbolzen und zum Bohren der feinen Löcher in denselben abgebildet und beschrieben.

Bohrung etwas tiefer geht als die Stärke des Feuerkastenmantels beträgt, oder wird es für nothwendig gehalten, die Stehbolzen in ihrer ganzen Länge zu durchbohren, um ein Abreissen derselben sicher erkennen zu können?« und

»Hat sich das blosse Anstauchen der Stehbolzen an Stelle des halbkugelförmigen Umnietens (Schellens) bewährt, und welche Erfahrungen sind in dieser Beziehung gemacht worden?«

Nach den von 54 resp. 58 Verwaltungen hierauf mitgetheilten Beantwortungen wurden folgende Schlussfolgerungen genehmigt:

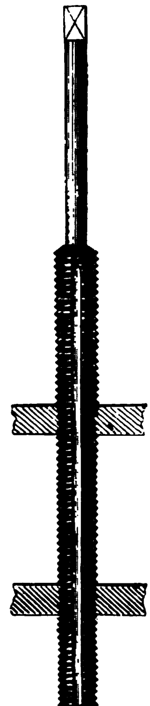
Nach dem bisherigen Stande der Erfahrungen reissen die Stehbolzen knapp oder in der Nähe des Feuerkastenmantels ab, und ist die Mehrzahl der Bahnverwaltungen der Ansicht, dass es genüge, wenn die Stehbolzen nur so weit angebohrt werden, dass die Bohrung etwas tiefer geht, als die Stärke des Feuerkastenmantels beträgt.

Das blosse Anstauchen der Stehbolzen hat sich weniger gut bewährt, als das Anstauchen und Umnieten der Enden zu flachen, kugelsegmentförmigen Köpfen.

In jedem Falle empfiehlt es sich, das Stauchen und Umnieten nur mit leichten Hämmern auszuführen.

Da man jetzt fast überall die Stehbolzen, wie schon angedeutet wurde, aus Kupfer herstellt, als einfache Schrauben und auch deren Bekleidung durch Hülsen zwischen den Wänden nicht häufig mehr Anwendung findet, so pflegte man die Bolzen auf ihre ganze Länge anzuschneiden; einige Bahnverwaltungen erachten dies für fehlerhaft, indem sie den scharfen Schraubengängen an dem mittleren Theile der Bolzen einen nachtheiligen Einfluss auf die Festigkeit des Bolzenmaterials zuschreiben, und hat man deshalb die Bolzen auf den Theil zwischen den Wänden glatt abgedreht. Da der Bolzen sowohl auf Biegung, als auch auf Zug beansprucht wird, so ist es nicht zu leugnen, dass bezüglich der ersten Inanspruchnahme beide Bolzengattungen gleiche Sicherheit gewähren, da der Bruch jedenfalls in der Nähe der Wände zu erwarten ist. Hier ist aber auch der abgedrehte Bolzen noch mehr oder weniger mit einigen Schraubengängen versehen, weil es sich schwer einrichten lässt, das Gewinde genau in der innern Wandebene endigen zu lassen. Andrerseits hat sich nach Versuchen auf der Oberschlesischen Bahn herausgestellt, dass die Zugfestigkeit in den Stehbolzen den bedeutend überwiegenden Theil der Spannungen auszugleichen hat, bei welcher Inanspruchnahme die Form der Oberfläche der Bolzen keinerlei Einfluss ausüben wird. Gegen die auf die ganze Länge angeschnittenen Bolzen ist allerdings zu sagen, dass sie das Ansetzen von Incrustationen mehr begünstigen, als die glatt abgedrehten.

Fig. 35.



Die für das Einschneiden der Stehbolzen-Gewinde zu verwendenden Gewindebohrer müssen, wie in nebenstehender Fig. 35 angedeutet, einen etwa 160 mm langen Hals mit Vierkant haben, von geringerem Durchmesser als der Gewindebohrer, um das Gewinde durch beide Wände der Feuerkiste vollständig durchschneiden zu können. Der Bohrer darf dabei nicht zurückgedreht werden, wenn man in sämmtlichen Kesselwänden Gewinde von genau gleichem Durchmesser haben will. Die Stehbolzen selbst werden auf

(Seller'schen) Schraubschneidemaschinen geschnitten, nicht auf der Drehbank, wo sie selten genau gleiche Durchmesser bekommen. Sie werden in Längen von 3,50 m bis 5,0 m hergestellt, und von diesen mittelst Kreissägen die Bolzen auf passende Längen geschnitten.

Zum Einschrauben der auf Länge geschnittenen Stehbolzen bedient man sich einer geschlossenen Mutter, welche Gewinde in der Länge enthält, mit welcher der Stehbolzen über die Wand vorstehen bleiben muss, um den Nietkopf bilden zu können: zugleich ist diese Mutter mit einem Vierkant zum Ansetzen einer Kurbel versehen. (Siehe Fig. 36.) Jeder Abfall von Kupfer wird dabei vermieden.

Fig. 36.



Fig. 37.

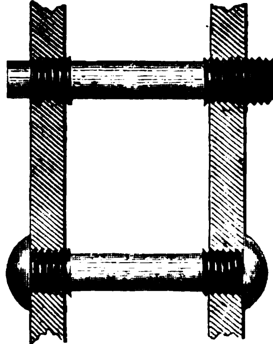
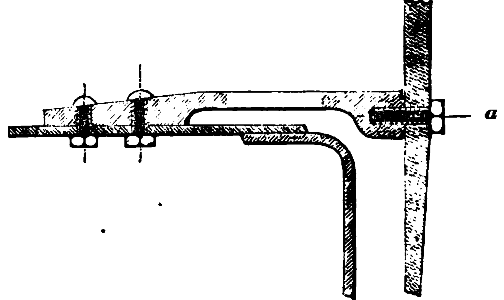


Fig. 38.



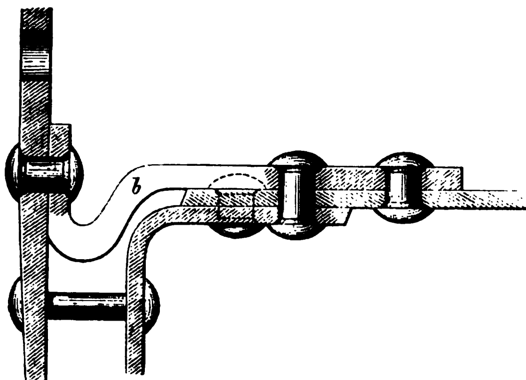
Man hat gefunden, dass die Nietköpfe von längerer Dauer sind, insbesondere nicht abblättern, wenn das Gewinde der vorstehend umzunietenden Enden abgefraist wird. Sind die vorstehenden Enden für den zu bildenden Kopf zu lang, so werden sie mit der Handbogensäge oder mit der sogenannten Stehbolzenscheere (vergl. Abbild. und Beschreib. im Handb. d. sp. E.-T. IV. Bd. 1. Aufl. p. 271, 2. Aufl. p. 303) abgeschnitten. Durch Abmeiseln leidet das Gewinde in der Wand. Fig. 37 zeigt zwei kupferne Stehbolzen vor und nach der Vernietung. Die Stärke desselben im Gewinde ist etwa 25 mm; die Entfernung von einander richtet sich nach der Stärke der Feuerkistenwände, und zwar nimmt sie mit der letzteren zu. Bei weitstehenden Stehbolzen füllen sich die Zwischenräume nicht so bald mit Schlamm und Kesselstein an und lassen sich dieselben leichter reinigen, dagegen leiten die dadurch bedingten stärkeren Wände die Wärme weniger gut und rasch.[8])

Die Rohrwand der Feuerbüchse kann mit der Vorderwand des Feuerkastens nur bis dahin, wo der Langkessel in denselben mündet, durch Stehbolzen abgesteift werden; von hier aus tragen die Heizröhren zur Versteifung bei. Die Entfernung zwischen den untersten Heizröhren und der obersten Stehbolzenreihe ist in der Regel etwas gross, weil die Röhren mindestens 50 mm vom Langkessel abbleiben müssen, und die Stehbolzen wegen der Verbindung zwischen Langkessel und Feuerkasten nicht bis an den ersteren reichen können; damit dennoch an dieser Stelle eine Durchbiegung nicht zu befürchten ist, lässt man die Rohrwand bis zu den obersten Stehbolzen

[8]) Ueber die Construction von biegsamen Stehbolzen, welche die Ingenieure Sigmeth und Wehrenfennig in Deutschland und Oesterreich-Ungarn sich haben patentiren lassen und die sich für die äusseren Reihen der Stehbolzen in der Nähe der Umbüge der Feuerbüchsplatten als sehr zweckmässig erwiesen haben, vergl. Organ f. Eisenbahnwesen, 1880 p. 9.

in einer Stärke von 30 mm durchgehen und macht sie von hier an erst schwächer bis zu 15 und 17 mm, welche Stärke auch die Seitenwände haben. Wenn trotzdem eine weitere Verstärkung an dieser Stelle nöthig erscheint, so werden zwischen dem Langkessel und der Rohrwand noch einige Anker *a* (Fig. 1 und 3, Tafel III) eingelegt, sie sind mit der Bodenplatte des Langkessels vernietet und treten durch die Rohrwand, an deren innerer Seite sie mit Nietkopf versehen sind. Dieselben können auch statt eines vernieteten Stehbolzens mit einer stählernen Schraube *a*, wie Fig. 38 (p. 244) zeigt, durch die Feuerbüchsplatte treten, oder, wie aus nebenstehender Fig. 39 zu ersehen ist, mit dem winkel- oder bogenförmigen Anker *b* einfach vernietet sein.

Fig. 39.



§ 10. Verbindungen der unteren Ränder von Feuerbüchse und Feuerkasten und deren Verbindung an der Feuerthür. — Sämmtliche Verbindungen zwischen Feuerkasten und Feuerbüchse haben den Zweck, die unveränderliche Lage der letzteren in Bezug auf den ersteren zu erhalten und beide zu einem mehr oder weniger starren Ganzen zu machen; einige von diesen Verbindungen, und zwar die oben bezeichneten, sollen jedoch auch gleichzeitig einen dichten Abschluss bilden für den zwischen beiden Gefässen gebildeten Raum. Es sind hierbei vielfach unangenehme Erfahrungen gemacht worden, da nicht selten diese Nietfugen in kurzer Zeit zu lecken anfangen und überhaupt viel zu wünschen übrig lassen.

1) Die Verbindung der unteren Ränder. — Bei den Crampton'schen und vielen neueren Maschinen findet sich diese Verbindung mittelst eines massiven schmiedeeisernen Ringes *c* (Fig. 29, p. 240), entweder mit ganz geraden, oder etwas nach aussen durchgesetzten Wänden der Feuerbüchse oder doppelter und einfacher Vernietung. Stephenson und Hawthorn treiben die unteren Ränder der Feuerbüchse nach Fig. 32, p. 240, so weit nach aussen aus, dass sie an die eisernen der Feuerkiste unmittelbar anliegen. Die Vernietung ist entweder einfach oder doppelt. Nach Fig. 30, p. 240, haben Kessler und Andere diese Verbindungen hergestellt. — Zwei Rahmen von Winkeleisen *w w* sind so zusammengenietet, dass der Querschnitt ihrer Verbindung eine ┏┛-Form bildet.

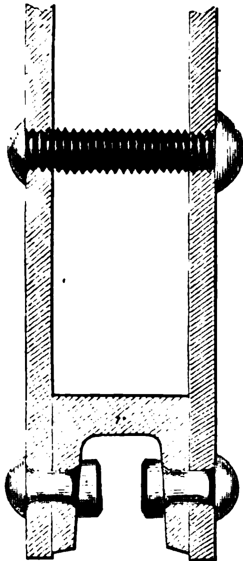
Um die Verbindung in ähnlicher Weise, doch etwas einfacher einzurichten, verwandten Cockerill, Sharp, Gouin etc. doppelt gebogene Winkelringe *r*, wie die Fig. 31 auf p. 240 zeigt. Dieselbe ist jedoch nicht empfehlenswerth.

Wilson verbesserte die Verbindungsmethode insofern, als derselbe sie in umgekehrter Weise anbrachte, d. h. während vorhin die Wände der Feuerbüchse kürzer waren als die des Feuerkastens, machte Wilson die letzteren länger als die ersteren und setzte den hiernach geschmiedeten doppelten Winkelring hinein. Verbindungen nach Fig. 40 (p. 246) mit einem Winkelring *v* von ⊓förmigem Querschnitt, fanden sich bei Maschinen von Buddicom & Hackworth auf französischen Bahnen. Die Wandungen sind dabei von gleicher Länge und bleiben eben.

In neuerer Zeit findet der massive, schmiedeeiserne Rahmen mit ganz ebenen Wandungen der Feuerkiste sowohl als der Feuerbüchse die ausgedehnteste Anwendung. (Siehe Fig. 1 und 2 auf Tafel III.)

Die Verwaltung der Thüringischen Bahn dagegen spricht sich über diese Verbindung (Erster Supplementband des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1866, p. 118) nicht günstig aus, da dieselben ein Ausbauchen der Seitenwände der Feuerbüchse infolge der ungleichmässigen Ausdehnung des Materials viel stärker ersichtlich gemacht hat, als die Verbindung Fig. 31, p. 240, mittelst eines gebogenen Kupferkranzes *r*. Zu vielen Klagen giebt andererseits das sehr häufig auftretende Undichtwerden des massiven eisernen Schlussringes Veranlassung. So vortheilhaft ein kupferner Schlussring wegen seiner Biegsamkeit ist, so wenig genügt derselbe bei hohem Druck und grossen Dimensionen für die Ansprüche auf Dauer.

Fig. 40.



Die Maschinen der Berlin-Hamburger Bahn haben einen starken Quadrateisen-Ring von 90 mm Seite, welcher genau zwischen die Wände eingesteckt und mit doppelter Nietreihe befestigt ist. Die schwierige Nietung in den Ecken ist hier dadurch erleichtert, dass der Ring in den Ecken nach unten flantschenartig verlängert ist und dass die an diesen Stellen zusammenstossenden Bleche seitlich lappenförmige Ueberstände haben und mit kurzen Nieten mit einander verbunden sind. Diese Verbesserung in der Vernietung soll sich an jenen Maschinen sehr gut bewährt haben und ist dieselbe auf Tafel VII, Fig. 15 und 16 bei *r r* dargestellt; auch bei den von der Hannoverschen Maschinenfabrik für die Köln-Mindener Bahn gebauten Lastzugmaschinen (siehe Tafel III, Fig. 3 und 4 bei *r r*) angewandt.

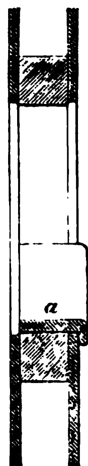
2) Die Verbindung an der Feuerthür. — Hier sind dieselben Methoden allgemein gebräuchlich, nämlich die Anwendung eines schmiedeeisernen massiven Rahmens, dessen innere Form sich genau der Oeffnung in den Wänden anschliesst, oder es wird der Rand der Oeffnung in der Hinterwand soweit durchgesetzt, dass er bis an die Vorderwand anzuliegen kommt. Die letztere Methode ist in früherer Zeit allgemein üblich gewesen und findet man sie auch noch häufig bei Maschinen der Neuzeit. Sie ist nicht so zweckmässig als die Verbindung durch einen zwischengelegten Ring; indem die Kupferwand durch das Austreiben und Durchsetzen sehr geschwächt wird, und ausserdem durch das Einschaufeln der Kohlen, sowie beim Schüren des Feuers eine starke mechanische Abnutzung an der umgebogenen Kante bei *u* (Fig. 12, Tafel III) stattfindet. In beiden Fällen ist entweder die Vernietung einfach oder doppelt mit versetzten Nieten. Es kommt ausserdem eine Combination dieser beiden Methoden vor. Man lässt nämlich wohl die Hinterwand der Feuerbüchse durchsetzen, aber nicht direct an die Aussenwand herantreten, sondern der Rest an Raum wird noch durch einen massiven Ring ausgefüllt, der dann natürlich nicht so stark ausfällt. Auch setzt man wohl, siehe Tafel III, Fig. 10, dann noch einen schmiedeeisernen Rahmen von innen vor, um den geschwächten Theil der Kupferwand vor directer Berührung vom Feuer zu schützen.

Zum Schutze der Abnutzung beim Einfeuern ist es zweckmässig, an die Unterseite der Thüröffnung auf ca. 150 mm Höhe eine eiserne Platte *a* (Fig. 41, p. 247,

mit nach innen umgebördeltem Rand anzuschrauben, welche das Stocheisen von der Thüröffnung abhält und nach dem Verschleisse bald erneuert werden kann.

Stanhope Perkins in Gorton bei Manchester hat die in Fig. 7 auf Tafel VII dargestellte Befestigungsweise der Feuerthüröffnungen mit Erfolg in Anwendung gebracht. Der cylindrische Feuerthürring r hat einen ⊓förmigen Querschnitt und nach der Feuerbüchsseite noch einen conisch abgedrehten Ansatz a, dem entsprechend die Feuerthüröffnung der kupfernen Feuerbüchse ausgedreht ist; die Befestigung erfolgt ringsum durch kupferne Stehbolzen b, deren Köpfe in den beiderseitigen Platten stark versenkt und kalt vernietet sind; in der Ecke bei c, c kann die äussere Feuerkastenplatte durch Verstemmen gedichtet werden.

Fig. 14.



Die nordamerikanischen Locomotivfabriken führen fast ohne Ausnahme die auf Taf. VI in Fig. 2 bei x, x dargestellte Verbindung aus, wobei die Thürlochränder sowohl von der Hinterwand des äusseren Feuerkastens nach innen, als diejenigen vom inneren Feuerkasten nach aussen ca. 60 mm breit im rechten Winkel umgebördelt sind, so dass sie schachtelförmig in einander stecken und in der Thürlaibung vernietet werden können. Es muss diese Vernietung zuerst nach dem Einbringen der Feuerbüchse geschehen, bevor der untere massive Feuerbüchsring befestigt ist.

§ 11. Feuerthüren. Die Oeffnungen derselben sind theils kreisrund, theils elliptisch, theils viereckig mit abgerundeten Ecken geformt. — Die Construction dieser Thüren ist bei den runden und elliptischen Formen fast ausschliesslich in der Weise ausgeführt, dass ein Blech von etwas grösserem Umfange, als das Schürloch, um den Anschlag zu bilden, mit einem zweiten von derselben Form, aber kleinern durch Niete direct verbunden wird, dass beide in parallelen Ebenen, deren Abstand von einander durch Hülsen, welche zwischen den Blechen über die Nietbolzen geschoben sind, fixirt wird.

Das grössere von diesen Blechen bildet die eigentliche Thür, das kleinere ist ein Schutzblech, welches, in die Oeffnung hineinragend, das äussere vor der Flamme und Hitze schützt, damit sich dasselbe nicht wirft und alsdann durch Klaffen keinen Schluss mehr giebt.

Die auf diese Weise gebildete Thür wird nun an der äusseren Fläche mit starken Angeln versehen und in Kloben, die an der Feuerkastenwand angenietet sind, eingehängt. Die Thür hat ausserdem eine Klinke von bekannter Construction. Statt der Kloben oder Haken dient auch ein gemeinschaftlicher Bolzen b zur Befestigung. (Siehe Fig. 1 und 2 auf Tafel VII.) Gewöhnlicher ist noch die Thürklinke mit einer Kette versehen, die, oberhalb der Oeffnung, von einem an der Nabe des Regulatorhebels angebrachten Haken getragen, dazu dient, die Thür leichter öffnen zu können.

Oberhalb der Thüröffnung ist um einen Theil des Umfanges derselben meistens noch ein abstehender Blechstreifen s als Schutzblech angebracht, welcher die beim Feuern heraustretende Flamme, die ohne dasselbe am Feuerkasten hinaufschlagen würde, ablenken soll. Dieses Schutzblech s wird zweckmässiger gerade und horizontal mit aufgebogenem Rand ausgeführt, um dasselbe zugleich als Behälter für eine kleine Oelkanne benutzen zu können. Bei neueren Maschinen kommen häufig die rechteckigen Schiebethüren in Anwendung, welche durch einen sinnreichen Hebelmechanismus geöffnet und geschlossen werden.

Die auf Tafel VII Fig. 5 und 6 gegebene Skizze stellt eine solche Construction dar, wie sie **Borsig** in Berlin und Andere an ihren neuesten Locomotiven angebracht haben. Es ist nämlich über und unter der Feuerungsöffnung eine Führungsleiste *a* und *b* angenietet oder angeschraubt, auf welcher zwei Blechthüren mit oben und unten entsprechend umgebogenen Rändern sich verschieben lassen, und zwar öffnen sich beide gleichzeitig, die eine nach rechts, die andere nach links durch die Anordnung der Hebel, welche bei *c* und *d* ihre Drehpunkte haben, und ebenso erfolgt der Schluss durch die entgegengesetzte Bewegung der Hebel. Die Anordnung ist gewöhnlich so getroffen, dass beim Bewegen des Handgriffs nach rechts die Thüre sich öffnet und nach links sich schliesst. Die Thüre soll so gut anliegen, dass im geschlossenen Zustande kein Qualm durchgelassen wird.

Viereckige Thüröffnungen sind aber nicht zu empfehlen, da unter den geraden Rahmen mit abgebrochenen Ecken sich leicht Dampfblasen ansammeln können, was bei den runden und elliptischen Thüröffnungen nicht der Fall ist; auch sind jene beim Schüren nicht bequemer als diese. Dagegen halten wir die runde Form der Feuerthüröffnungen deshalb für die beste, weil sie, namentlich bei tiefer Lage, eine bequemere Uebersicht über das Feuer gestattet; ebenso ist es zweckmässig, den Feuerlochring, wie Fig. 10 und 11 auf Taf. VI zeigt, excentrisch zu machen, um durch die entstehende Verstärkung das Feuerbüchsblech gegen das Scheuern mit den Schürwerkzeugen zu schützen; auch ist die Herstellung bedeutend einfacher, da der Ring, sowie die Platten zur Thür abgedreht werden können.

Eine andere Art Mechanismus, welcher das Oeffnen und Schliessen der Thüren erleichtern soll, zeigt die Skizze Fig. 3 und 4, Tafel VII. Derselbe findet sich bei vielen neueren Maschinen, unter andern bei den in dem **Sigl**'schen Etablissement gebauten, bei denen auch meistens das Schürloch eine kreisrunde Oeffnung bildet. Diese Thüren sind entweder ganz ohne Klinke, wie Fig. 3 zeigt, oder diese ist an dem Händel angebracht, indem dasselbe in verticaler Richtung durch ein Scharnier beweglich gemacht und so gestaltet ist, dass es in einen entsprechenden Haken an der Hinterwand des Feuerkastens eingelegt werden kann. Die Nase *n* bildet einen Anschlag, um das Oeffnen der Thüre zu begrenzen.

Der Ingenieur L. **Kleiber** in Heilbronn hat diese letztere Einrichtung noch dahin verbessert, dass, wie Fig. 10—12 auf Tafel VI zeigt, der am oberen Ende zum Handgriffe umgebogene Angelbolzen *a* in der Mitte zwischen den Thürbändern einen excentrischen Stahlring *b* trägt, welcher, mittelst Stifte festgemacht, beim Schliessen der Thür, sobald dieselbe anliegt, gegen den Winkel *c* reibt und dadurch dieselbe festhält. Beim Oeffnen dient derselbe Winkel zum Mitnehmen der Thür, natürlich muss der Angelpunkt so gewählt werden, dass der Winkel mit dem Excenter um denselben herumtreten kann. Es ist einleuchtend, dass dann nicht allein die Reibung die Thür festhält, sondern dass dies vielmehr der jeweilige Hebelarm thut.

§ 12. Rost und Rostträger. — Der Rost, welcher den Abschluss des Feuerraumes am unteren Ende der Feuerbüchse bildet und auf welchem das Feuerungsmaterial ruht, besteht bekanntlich aus einer Anzahl von Stäben.

Der Roststab in seiner einfachsten und gewöhnlichsten Gestalt ist ein Balken aus Schmiedeeisen, der von constanter Breite und veränderlicher Höhe, welche in der Mitte am grössesten ist ($^1/_8$ der Länge), nach beiden Enden zu an Höhe abnimmt, bis circa 0,6 der mittleren Höhe. Der Querschnitt bildet meistens ein abgestumpftes Dreieck. An den Enden sind sogenannte Würfel gebildet, welche die Lage der

Roststäbe gegen einander sichern. Da sich die Roststäbe durch die Abwechselung der Temperatur, welche sie erfahren, häufig werfen und verziehen, so dass die Zwischenräume an einigen Stellen bedeutend breiter, an anderen wieder um so viel enger werden, was zur Folge hat, dass an den ersteren Stellen die Verbrennung des Brennstoffes beschleunigt, an letzteren dagegen mehr gehindert wird, so bringt man an den Roststäben in der Mitte verstärkte Ansätze (Rostbacken) an, welche gegen einander tretend das Ausbiegen der Stäbe verhindern. Diese Ansätze werden in verschiedener Weise und Form gebildet. (Siehe Fig. 42 und 43.) Diese Constructionen sind als Normalconstructionen anzusehen, jedoch mit sehr vielen Ausnahmen, wie wir später sehen werden.

Fig. 42.

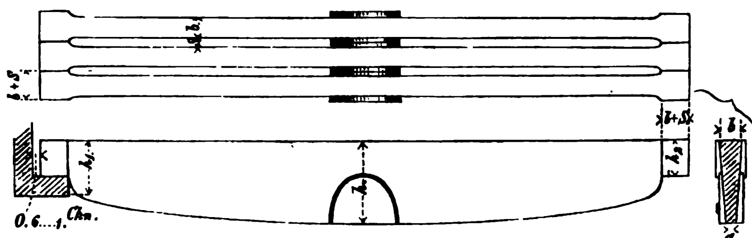
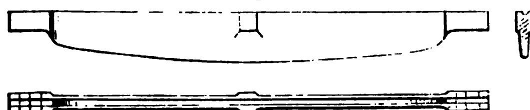


Fig. 43.



Der zwischen den Roststäben durch die Zwischenräume gebildete lichte Raum, die sogenannte lichte Rostfläche, muss immer gleich dem Gesammt-Röhrenquerschnitte sein. Es ergeben sich zweckmässige Dimensionen für die Roststäbe im Allgemeinen nach Folgendem, siehe hierzu Fig. 42. Bezeichnet man die totale Heizfläche der Maschine mit H, die Rostfläche mit R, so ist bei Locomotiven meistens das Verhältniss $\frac{H}{R} = 80$, die lichte Rostfläche $R(l)$ ist gleich $^1/_4\,R$ bis $^1/_5\,R$.

Bei $^1/_4\,R = R(l)$ setzt man $b = 3s$, bei $^1/_5\,R = R(l)$ jedoch $b = 4s$.

Die Breite der totalen Rostfläche ist abhängig von den Dimensionen der Feuerbüchse, und nachdem man dieselbe ermittelt hat, findet sich die Rostlänge für eine bestimmte Totalfläche und daraus die Höhe

$$h = {}^1/_8\,l;\quad h_1 = 0{,}6\,h;\quad h_2 = 0{,}4\,h.$$

Die Breite b wird gewöhnlich 20 bis 30 mm und a zweckmässig $= 0{,}6\,b$.

Wegen der Ausdehnung der Roststäbe in der Längenrichtung hat man zwischen den Enden der Würfel und der nächsten Wand einen Spielraum von 6 bis 10 mm zu geben. Die Breite der Fuge s bestimmt sich nach der Art des Brennmaterials als:

für Kohlen allein . . . . $s = 4$ bis 5 mm,
» gewöhnliche Steinkohlen . . . . . $s = 6$ » 10 mm,

meistens wird 8 mm genommen,

für Cokes . . . . $s = 6$ bis 8 mm,
» Holz . . . . $s = 5$ mm,
» Braunkohle . . . . $s = 10$ mm,
» Torf . . . . $s = 15$ mm.

Jede Art von Brennstoff erfordert, um beim Verbrennen die ihm zukommende intensivste Wärme zu entwickeln, eine gewisse Stärke des Luftstroms. Das leicht entzündliche brennbare Holz erfordert dazu den schwächsten Luftstrom, einen stärkeren erfordert die Braunkohle und den stärksten bedürfen die Schwarzkohlen und Cokes. Es handelt sich also bei der Bestimmung der freien Rostfläche demnach darum, das erforderliche Luftquantum dem Holzfeuer mit geringerer, dem Braunkohlenfeuer mit grösserer und dem Schwarzkohlen- und Cokefeuer mit der entsprechend grössesten Heftigkeit zuzuführen. Die Menge und Heftigkeit der dem Feuer zuströmenden Luft ist aber bei den Locomotivofen von zwei Factoren bedingt und zwar:

1) Von der Grösse der freien Rostfläche (der Summe aller Rostspaltenflächen), durch welche die Luft dem Feuer zuströmt und

2) von der Wirkung des Dampf-Ausblasrohres im Schornsteine. Wird, unter Voraussetzung einer stets gleich bleibenden Oeffnung des Blasrohrs, die freie Rostfläche, sei es durch Verengung der Rostspalten und Anwendung breiterer Roststäbe, oder durch Bedecken eines Theils des Rostes mit starken Blechplatten verkleinert, so wird, weil dasselbe Luftquantum durch eine kleinere Oeffnung getrieben werden will, der Luftzug heftiger, weil aber dieser bei gleicher Luftmenge mehr Kraft, welche nicht verstärkt wird, erfordern würde, zugleich die durchströmende Luftmenge kleiner. Dies hat zur Folge, dass weniger Brennstoff verbrannt, deshalb zwar eine geringere Wärmequantität, dagegen eine grössere Wärme-Intensität hervorgebracht wird, welche reichlich ersetzt, was an der Quantität derselben abgeht, weil nun weniger Wärme im Rauche unbenutzt davongeführt wird.

In der kleineren Menge einströmender Luft verbrennt ungeachtet gleicher und meist noch besserer Wirkung eine entsprechend kleinere Menge Brennstoff und hierin ist gegen die früheren Resultate die Ersparung an Brennstoff begründet, welche durch Verkleinerung der freien Rostfläche bei Versuchsfahrten mit Braunkohlen- und Schwarzkohlenheizung der Locomotiven erzielt worden ist.

Das Princip der Verkleinerung der freien Rostfläche ist demnach wissenschaftlich und praktisch sicher gestellt; es war schon im Jahre 1849 gewonnen und im Jahre 1850 wurde es nach den gemachten Beobachtungen und Erfahrungen dahin erweitert, dass dies bei der möglichst grössten wirksamen Rostfläche am vortheilhaftesten sei. Wirksame Rostfläche ist die ganze Rostfläche von Spalten und Stäben zusammen, worauf die Feuerschicht liegt und die Verbrennung vor sich geht. Man erhält das richtige Verhältniss bei Anwendung breiterer Stäbe und engerer Spalten. Der ganze Feuerkasten ist dabei gleichförmiger mit Flamme gefüllt. Die Feuerschichte kann niedriger gehalten werden, die Verbrennung ist vollständiger und die etwa vorhandene gröbere Asche vertheilt sich auf eine grössere wirksame Rostfläche, verlegt demnach auch die Spalten weniger. Die Rostconstruction bei Anwendung von Steinkohlen kann demnach dargestellt werden durch den Satz: »Anwendung der jedem Brennstoff angemessenen, möglichst kleinsten freien, bei möglichst grösster wirksamer oder Total-Rostfläche.«

Gusseiserne Roststäbe für Locomotiven zu verwenden wurde im Jahre 1856 der erste Versuch gemacht. Der Erfolg war so befriedigend, dass seit jener Zeit deren Verwendung auf vielen Bahnen allgemein eingeführt worden ist. Zu bemerken ist hierbei, dass die Einführung gusseiserner Roststäbe mit der Einführung der Kohlenfeuerung bei den Locomotiven zusammentrifft, so dass das Verhalten derselben bei Cokefeuerung nicht bestimmt angegeben werden kann.

Es ist indessen anzunehmen, dass bei gutem, nicht sehr zur Schlackenbildung neigendem Brennmateriale gusseiserne Roststäbe mindestens ebenso lange aushalten, als schmiedeeiserne.

Die gusseisernen Stäbe bedürfen bei der Handhabung einiger Sorgfalt, indem sie in glühendem Zustande leichter brechen als schmiedeeiserne. Beim Ausziehen des Feuers aus dem Roste empfiehlt es sich, nur die mittleren zwei oder drei Stück vorsichtig herauszunehmen und das bei Kohlenheizung nur niedrige Feuer durch die so entstandene Oeffnung zu entfernen.

Die Dimensionen der am meisten angewandten Roststäbe sind: 90 mm Höhe,

28 bis 30 mm obere Stärke bei 12 mm Zwischenraum. Versuche mit schmäleren Roststäben und weniger Zwischenraumbreite ergaben, dass bei schlackender Kohle das Feuer nicht in Ordnung gehalten werden konnte.

Die Maximallänge gusseiserner Roststäbe sollte 1,3 m, die schmiedeeiserner aber 1 m nicht überschreiten. Im Falle grössere Längen zur Anwendung kommen, ist es zweckmässiger, den Rost der Länge nach zu theilen.

In der Wahl der Qualität des Gusseisens zu den Roststäben ist man bis jetzt nicht ängstlich gewesen, indem sich jede Sorte dafür zu eignen scheint. In neuerer Zeit finden Hartgussstäbe häufig Anwendung.

Der Preis der gusseisernen Roststäbe ca. 17 Mark pro 100 Kilogramm stellt sich zu dem der schmiedeeisernen pro 100 Kilogramm 33 Mark bedeutend billiger, welches Resultat noch besonders dadurch beeinflusst wird, dass die gusseisernen Stäbe fast gar keiner Reparatur bedürfen und die Auswechselung erst nach 4- bis 6000 Meilen nothwendig ist, während dieselbe bei schmiedeeisernen, in Bezug auf die mittleren Stäbe schon nach 2- bis 3000 Meilen erfolgen muss. Dies hat sich nach den Erfahrungen verschiedener Bahnverwaltungen bestätigt; denn auf der preuss. Ostbahn, Aachen-Düsseldorfer und Niederschlesischen Zweigbahn stellten sich schon früher die Unterhaltungskosten der gusseisernen Stäbe auf 8,26 Pf., die der schmiedeeisernen aber auf 10,2 Pf. pro Fahrtmeile, und bei der Magdeburg-Halberstädter Bahn berechnete sich die Verwendung gusseiserner Roststäbe gegen schmiedeeiserne auf 21 % Minderverbrauch.

Bei der in Stuttgart im Juni 1878 abgehaltenen VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung wurde die gestellte Frage:

»Sind bei Locomotiven die gusseisernen Roststäbe den schmiedeeisernen vorzuziehen, und welche Form ist bei beiden Materialien für die verschiedenen Brennmaterialien die beste?«

von 49 Verwaltungen beantwortet und aus deren Mittheilungen folgende Schlussfolgerung gezogen:

Gusseiserne und schmiedeeiserne Roststäbe bewähren sich mit gutem Erfolge für Kohlenfeuerung.

Für Cokefeuerung sind schmiedeeiserne Roste zu empfehlen.

Die zweckmässigste Form der Roststäbe für diese Brennmaterialien ist die trapez- oder keilförmige.

Uebrigens sind die bis jetzt zur Anwendung gebrachten Roststäbe sehr verschiedenartiger Construction.

Um die Roststäbe in der Feuerbüchse festzulegen, bedarf es der sogenannten Rostträger, das sind horizontale Leisten, welche an den inneren Wänden der Feuerbüchse am unteren Rande der Hinter- und Vorderwand angebracht sind und auf welchen die Roststäbe mit ihren würfelförmigen Endlappen ruhen.

In die Betrachtung verschiedener Roste wollen wir die der Rostträger und deren Befestigung, da diese letztere von der Gestalt und Lage der Stäbe meistens abhängt, mit hineinziehen. Bei den im Jahre 1847 von Sharp & Co. in Manchester gebauten Tenderlocomotiven für die Manchester-Birmingham-Eisenbahn hatten die Roststäbe im Ganzen die schon erwähnte Gestalt mit dem Unterschiede, dass die Unterkante derselben mehr oder weniger nur an den Enden abgerundet, in der Mitte aber mit der Oberkante parallel war und die verstärkten Ansätze in der Mitte der Stäbe fehlten. Die Fig. 8 auf Tafel VII stellt die geneigte Lage dar, in welche der Rost gebracht werden musste, um für die Reinigungsbolzen an der Hinterwand der Feuerbüchse Raum zu gewinnen. Der Rostträger bestand hier aus einem massiven Ringe von Schmiedeeisen, der an der eben bezeichneten Stelle auf mehreren Winkelhaken,

Bonnet'schen, **Toni-Fontenai'schen** und **Belpaire'schen** Rauchverbrennungsapparats.

Von dem Roste des letzteren geben wir eine Skizze auf Tafel VI, Fig. 4, mit vier Abtheilungen und auf Tafel VII, Fig. 17, eine solche mit fünf Abtheilungen, zu deren Erläuterung wir noch hinzufügen, dass der 2,70 m lange Rost der letzteren Figur mit einer Neigung von 1 : 10, einer Breite von 1,12 m und Stärke sowie Höhe der Stäbe von 7 mm resp. 92 mm aus fünf Abtheilungen besteht. Die Stäbe *R* liegen einander sehr nahe und ist deshalb eine grössere Anzahl derselben erforderlich. Die am tiefsten gelegene Abtheilung *f* ist zum Umkippen eingerichtet und zur Ausgleichung des Gewichts der beweglichen Theile ein Gegengewicht angebracht. Der bewegliche Theil des **Belpaire**-Rostes ist in nebenstehenden Fig. 44—46 im Maassstabe 1 : 5 gezeichnet. Die einzelnen Roststäbe sind an drei Stellen der unteren zugeschärften Fläche mit dreieckigen angegossenen Plättchen versehen und durch quer durchgehende Bolzen zu einem zusammenhängenden System verbunden. Unter diesem Roste ist der Aschenkasten zu einer Art Mantel ausgespart, um das Heisslaufen der daselbst liegenden Hinterachse *E* zu vermeiden. Das Nähere über Rauchverbrennungsroste siehe im nächsten Capitel.

Vorderer Theil des Rostes.

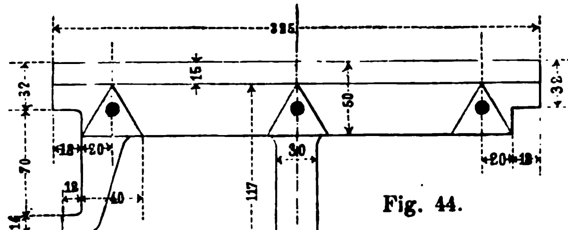


Fig. 44.

Maassstab 1 : 5

Fig. 45.

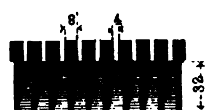
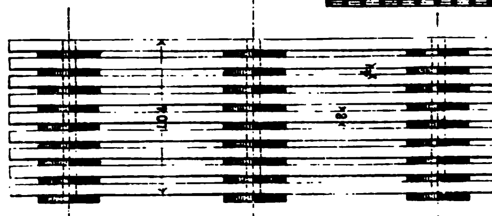


Fig. 46.



In Bezug auf die Form der Roststäbe resp. Rostträger bei den einfachen, nicht in die Kategorie der Rauchverbrennungs-Apparate gehörenden Roste, würden noch anzuführen sein.

1) Die Roststäbe bei Maschinen der Great-Western Eisenbahn, Tafel VII, Fig. 11. Dieselben sind aus Schmiedeeisen, an den unteren Kanten abgerundet, fast so dick als breit, und bloss durch Abschneiden mit der Blechscheere hergestellte Stücke. Sie werden mit der abgerundeten Seite in die Zahnlücke einer Art Zahnstange, die den Rostträger bildet, mit ihren Enden hineingelegt und ruhen mit dieser wieder auf einem an den Wänden der Feuerbüchse befestigten Ringe.

In ähnlicher Weise ist **Ludwig Becker's** Locomotivrost eingerichtet. Siehe die Figuren 47 und 48 (p. 254).

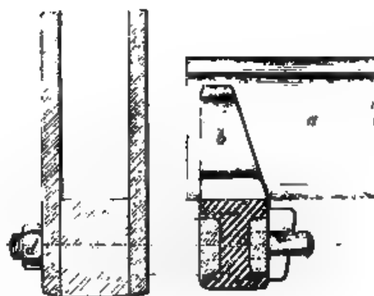
Die Roststäbe *a a* aus gewalztem Eisen **ohne ausgeschmiedete Köpfe** liegen in gusseisernen Rechen *b*, welche wieder durch je 4 Bolzen *d* mit dem Feuerbüchsringe verbunden sind. Durch diese Anordnung wird durch Wegfall der Köpfe eine relativ grössere freie Rostfläche erreicht, die Spaltenweite kann durch Auswechseln der Rechen leicht geändert und der Rost dem jeweiligen Brennmaterial durch Auswechseln der Verbindungsbolzen entsprechend höher oder tiefer gelegt werden.

Die äussersten Roststäbe an beiden Seiten, welche am Ende des Rechens keinen

sichern Halt finden, sind durch Stehbolzen *c* mit dem nächstliegenden Roststab verbunden.

Dieser Rost zeichnet sich durch billige Herstellung, grosse Dauerhaftigkeit und daher auch billige Erhaltung aus, und sind sämmtliche Locomotiven der Kaiser Ferdinands-Nordbahn seit 12 Jahren damit versehen.

Fig. 47. Fig. 48.



2) Hohle mit Wasser gefüllte Roststäbe an Locomotiven mit Anthracitfeuerung der amerikanischen Bahnen von Grant Rogers, Milholland und Andern, wobei Heizröhren von entsprechender Länge für diesen Zweck verwendet werden (Fig. 18, Tafel VII).

Die Heizröhren sind in der Vorder- und Hinterwand der Feuerbüchse durch conische über die Rohre greifende Rohrringe *r* gedichtet, haben einen äusseren Durchmesser von 45 mm und eine lichte Weite von 40 mm. Den Rohröffnungen gegenüber sind in der äusseren Feuerkastenwand Schraubenpfropfen *p* angebracht, um die Röhren von Kesselstein leicht reinigen zu können.

Die Länge dieser Roststäbe beträgt 2 m bis 2,502 m und sind dieselben geneigt. Die Röhrenroste eignen sich für das erwähnte Brennmaterial, wobei die gewöhnlichen Roststäbe sehr rasch verbrennen, vorzüglich und sind auf amerikanischen Bahnen hierfür fast allgemein eingeführt worden.

Bei dem in Fig. 1 und 2 auf Tafel VI dargestellten Kessel aus der Baldwin'schen Locomotivfabrik in Philadelphia ist der lange und schmale Rost aus 13 Röhren von 51 mm äusserem Durchmesser und 3,15 m Länge gebildet, welche mit 76 mm Abstand von Mitte zu Mitte gelegt sind. Zwischen dem dritten und vierten Rohre von aussen liegt eine massive Eisenstange. Von dieser Stange aus je nach der Mitte und der Seite steigen die Rohre etwas höher, so dass im Querschnitt die Stangen die tiefsten Stellen einer Wellenlinie berühren. In 1,219 m Entfernung von der Hinterwand sind die Rohre durch einen Querträger nochmals unterstützt und die Stangen in den so gebildeten Abschnitten getheilt. Die Stangenenden kröpfen sich je 203 mm winklig abwärts und liegen unter dem Feuerbüchsrahmen in Oeslagern. Im Querträger ist die vordere Stange gelagert und die hintere mit einer Muffe fest auf das Ende der vorderen aufgekeilt. Auf den rückwärts unter der Feuerbüchse hervortretenden Stangenenden sitzen Hebel aufgekeilt, welche nach der linken Locomotivseite hinliegen und von dem Führerstande durch verticale Schubstangen zu handhaben sind. Der Führer kann auf diese Weise sowohl die Stangen in ihrer ganzen Länge hin- und herschütteln, als auch soviel zur Seite drehen, dass sich die Schlacken entfernen lassen. Die Roststabröhren sind, wie oben angegeben, in die

Kopfwände der Feuerbüchse wie Heizrohre eingesetzt. Das Wasser circulirt in ihnen und vergrössern sie die directe Heizfläche.

3) Roststäbe mit Rippen von Warren E. Hill in Newyork. Diese Roststäbe, welche mit Beachtung wissenschaftlicher Principien des Verbrennungsprocesses construirt und in den Vereinigten Staaten bereits vielfach im Gebrauche sind, werden durch nachstehende Skizze in Fig. 49 und 50 dargestellt.

Fig. 49.

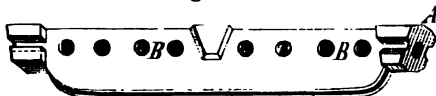
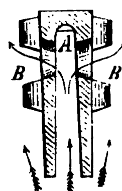


Fig. 50.



Die Oberfläche des Rostes wird, wie aus der Zeichnung ersichtlich, von der kalten Luft, welche durch die Längenöffnung A streicht und dann durch die seitlich angebrachten Löcher B nach dem Feuerraume geht, auf beiden Seiten zugleich berührt, und man erfüllt so vollkommen die beiden Zwecke: Abkühlung des Rostes und höchstmögliche Erhitzung der dem Brennmaterial zugeführten Luft. Eine vollständigere Verbrennung wird einestheils durch die Berührung grösserer erhitzter Metallfläche mit der zuströmenden Luft, indem letztere mit einer grösseren Geschwindigkeit zuströmt, bewirkt, anderentheils gewährt die trogähnliche Form den Vortheil, dass diese Stäbe Verbiegungen und dem Werfen weniger ausgesetzt sind, indem der sich rasch und constant erneuernde Luftstrom vor den nachtheiligen Einwirkungen des Feuers schützt.

4) Auch die Normal-Roststäbe der Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft für Kleinkohlenfeuerung gehören in die Gattung solcher, bei denen die übliche Form eines einfachen Roststabes verlassen wurde, und zwar hauptsächlich insofern, dass man durch Verbindung an den Traglappen oder Würfeln drei gewöhnliche Stäbe in einen verwandelte. Ebenso sind sie an den Ansätzen oder Warzen in der Mitte vereinigt. Siehe hierzu Fig. 51 und 52 (p. 256). Die Roststäbe, welche aus Gusseisen angefertigt sind, haben eine Länge von 1,6 m, eine Höhe in der Mitte von 150 mm, an den Enden jedoch nur 50 mm. Ihre Stärke beträgt 14 mm und die Entfernung ca. 16 mm.

5) Ferner sind noch die Roststäbe, welche auf der Niederländischen Staatsbahn in Anwendung gekommen sind, zu erwähnen, z. B. bei den Maschinen Nr. 9 bis 16 u. a.; dieselben sind dargestellt auf Tafel VII, Fig. 12 und 13. Die Roste sind getheilte, die Würfel der Roststäbe beider Abtheilungen, welche in der Mitte der ganzen Rostlänge zusammenstossen, sind jedoch, um die Stäbe möglichst nahe an einander legen zu können, zugeschärft, wie der Grundriss zeigt.

Daselbst hat man bei den Maschinen Nr. 17 bis 20 auch noch eine andere Art Roste im Gebrauche, siehe Tafel VII, Fig. 9 und 10. Dieselben liegen nicht mit ihren äussersten Enden, sondern weiter ihrer Mitte zu auf den Rostträgern; es fehlen den Stäben deshalb die Würfel, und wird die Festlegung hier durch die Construction der Rostträger, bestehend aus zwei cylindrischen Balken, welche mit ihren Enden in entsprechenden, an den Seitenwänden befestigten Lagerbüchsen liegen, erzielt, indem diese runden Balken auf ihrer oberen Seite mit eingesetzten Stiften versehen sind,

zwischen denen die schmalen an ihren Auflagerstellen den runden Trägern angepassten Stäbe in ihrer hochkantigen Stellung gehalten werden.

6) Bemerkenswerth sind auch die Roststäbe von den Locomotiven der Schweizer-

Fig. 51. Fig. 52.



Fig. 53.



Nord-Ostbahn. (Siehe Fig. 25 und 26, p. 235.) Dieselben sind aus hartem Gusseisen hergestellt, sind in der Mitte mit Rostbacken versehen und liegen hinten und vorne auf einem Winkeleisen in entsprechenden Schlitzen (Fig. 53).

Fig. 54.

Kistenwand.

Fester Roststab.

Die ersten Roststäbe links und rechts zunächst der Feuerbüchse haben nach beistehender Skizze (Fig. 54) rechenförmige Ansätze, um das Durchfallen der Kohlen zu verhindern.

7) Eine besondere Art Locomotivrost ist der sogenannte Schüttelrost, der in Amerika bei stark backenden Kohlen vielfach angewandt wird. Die Construction ist aus der Skizze Fig. 19 und 20 auf Tafel VII zu entnehmen. In einem Rostrahmen aus hochkantigem Flacheisen *a* sind die gusseisernen Wellen *b b* mit rechenförmigen Ansätzen *c c* derart gelagert, dass die Zinken *c c* in einander greifen und rings um dieselben ein Zwischenraum von 18—20 mm Weite verbleibt. Auf die Wellen sind ausserhalb des Rahmens die Hebel *d d* aufgekeilt und können mittelst der Zugstange *e* die Hebel *d* mit den Zinken *c* vom Standort des Führers aus während der Fahrt in die punktirte Stellung gebracht, und dadurch das auf den Zinken lagernde Brennmaterial hin- und hergeschüttelt und aufgelockert werden. Zum Ausfüllen der Zwischenräume von den Zinken der Endwellen sind am Rahmen noch die festen Zinken *f f* angebracht, während an dem vorderen Ende des Rahmens, dicht an der Röhrenplatte, noch eine besondere Welle mit einer durchlöcherten Platte gelagert ist, die durch den Hebel *h* mittelst einer besondern Zugstange in eine geneigte Lage gebracht werden kann, um das Feuer heraus zu werfen.

Hinsichtlich der Lage sind die Roste entweder horizontale, geneigte oder sogenannte Cylinderroste (Sattelroste). Diese verschiedenen Anordnungen entstanden in Folge der Kohlenheizung nach einander, indem man bemüht war, diejenigen Eigenschaften der Roste kennen zu lernen, welche jedem Brennmaterial am besten entsprechen.

Die ersteren horizontal liegenden Roste sind mehr oder weniger schon berührt

worden, auch mit ihnen sind einige Bahnen im Stande gewesen, die Kohlenfeuerung durchzuführen, sofern die Stäbe nur eng genug lagen.

Die Anordnung der Roste in geneigter Lage hatte auch theils andere Gründe, wie z. B. die Anordnung der Hinterachse unter dem Feuerkasten. Auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn hatte man dergleichen Roste an der Hinterwand 0,2 m bis 0,38 m höher gelegt, als an der Rohrwand, indem man es als einen besonderen Vortheil erachtete, dass die Rostfläche und der Raum zwischen dem Boden des Aschenkastens und dem Roste dadurch gegen die gewöhnliche Anordnung vergrössert wird und die Kohle während des Brennens ohne Nachhülfe der Rohrwand sich nähert. Das Verschieben, sowie überhaupt alles Berühren der glühenden Kohle, wobei ein nicht geringer Theil durch den Rost fällt, wird dadurch vermieden.

Der Cylinderroste bediente man sich zuerst um's Jahr 1860 auf der Bergisch-Märkischen Bahn. Man benutzte dazu gewöhnliche Roststäbe, die jedoch in der Mitte um 200 mm höher als an den Seiten lagen, wodurch die Rostfläche gewölbt und auf diese Weise eine vergrösserte Heizfläche und vermehrter Luftzutritt, welcher günstig wirkte, hergestellt wurde. Um eine recht vollkommene Ausnutzung des Brennstoffes der Kohle, womit zugleich eine Verbrennung des Rauches verbunden ist, zu erreichen, ist auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn eine Hinleitung der Luft über die Feuerung durch einen an der Rohrwand auf den Hauptrost schräg gestellten 0,3 m hohen Hülfsrost versucht worden. Wir wollen nun zum Schluss dieses Gegenstandes noch die letzte Art von Rosten, die sogenannten Treppen- oder Etagenroste hier erwähnt haben.

Die Construction derselben unterscheidet sich sehr wesentlich von allen anderen, indem die eigentlichen Roststäbe behufs ihrer Anordnung hier nicht in Stäben bestehen, sondern Platten bilden, die nach Art einer Treppe stufenförmig zusammengelegt sind, wie schon der Name es bezeichnet.

Es werden hierzu gewöhnlich gusseiserne Platten verwendet, während das denselben zur Auflage dienende Gerüst aus Schmiedeeisen hergestellt wird. Bei Verwendung solcher Roste in Locomotivkesseln bleibt meistens die unterste Stufe von solcher Entfernung von der Rohrwand, dass sich vor derselben noch einige gewöhnliche Roststäbe, mit einander verbunden und zum Umkippen mit einem Hebelmechanismus versehen, anbringen lassen, um die nach und nach dieser Stelle zufallenden festen Rückstände des Verbrennungsprocesses vom Roste entfernen zu können.

Ein solcher Rost ist in Fig. 8 auf Tafel XIII dargestellt; in dem folgenden Capitel werden wir unter Rauchverbrennungs-Apparaten nochmals auf dieselben ausführlicher zurückkommen.

Man kann wohl sagen, dass kein Theil des Locomotivkessels so viel Metamorphosen durchmachte, als der Rost, indem bei Anwendung der verschiedenen Brennstoffe, deren Natur es erheischte nicht unter gleichen Umständen verbrannt zu werden, verbunden mit den Bestrebungen, dieselben auf das Aeusserste nutzbar zu machen und gleichzeitig für den Verkehr sehr unangenehme und belästigende Erscheinungen, wie z. B. die bei Kohlenheizung erzeugten schwarzen Rauchwolken zu beseitigen, die einfachen Anordnungen verlassen und neue an ihre Stelle gesetzt wurden. Jedoch ist es sehr zu bedauern, dass diese Neuheiten, um ihrem Zwecke nur einigermaassen zu entsprechen, auch in so hohem Maasse an Complicirtheit zunahmen, dass nicht einmal eine dauernde Anwendung, viel weniger aber eine Zukunft derselben erwartet werden konnte. Und in Wirklichkeit ist man fast schon jetzt auf den alten schlichten Rost wieder zurückgekommen. Es scheint, als wenn sich auch hier ein ähnlicher wie der

Ueber andere Verschlussarten siehe Fig. 31 auf p. 240, woselbst ein conischer Pfropf *f*, der von einer eisernen Platte mittelst zweier Stiftschrauben befestigt, das Reinigungsloch schliesst. An vielen Maschinen haben die Auswaschlöcher nur eine Grösse von circa 50 mm und der Verschluss derselben wird durch einen Schraubenstopfen aus weichem Messing oder Kupfer hergestellt (siehe hierzu Fig. 29 bei *d*, p. 240 und Fig. 32 bei *e*, p. 240).

Fig. 55.

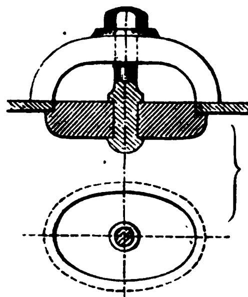
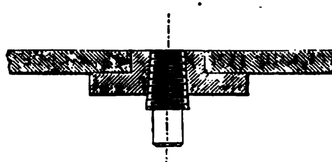


Fig. 56



Zur Herstellung der nöthigen Gewindegänge sind die Kesselbleche an den betreffenden Stellen zweckmässig durch besonders aufgenietete, mit einem angedrehten Ansatz versehene Eisenstücke nach vorstehender Skizze Fig. 56 zu verstärken.

Auch bei Anwendung einer grösseren Reinigungsluke ist es zweckmässig, in Entfernungen von 0,3 m bis 0,5 m kleinere Löcher mit den eben erwähnten, in Fig. 32, p. 240 dargestellten Verschlussstopfen *e* anzubringen, jedoch nur bei den nach derselben Figur ausgeführten Verbindungen zwischen Feuerkasten- und Feuerbüchswand, weil man dadurch in den Stand gesetzt wird, mittelst starker Drähte von unten aus zwischen den Stehbolzen hindurchfahren zu können, um den Kesselstein daselbst loszustossen.

Bei den 1854 für den Betrieb auf der französischen Nordbahn, theils in Esslingen nach dem System Engerth's gebauten Locomotiven waren die Stehbolzen nur in den Ecken angebracht, um nach zwei Seiten hin auswaschen zu können. Damit aber der messingene einzuschraubende Bolzen hinlänglich Gewinde bekam, um möglichst dicht und sicher zu sein, hatte man folgende Methode eingeführt (siehe Fig. 14 und 15, Tafel V):

Ein eiserner, etwa 10 mm Wandstärke besitzender, innerhalb mit dem Gewinde des Bolzens, ausserhalb mit einem ziemlich feinen Gewinde, oben jedoch mit einem sechs- oder achteckigen Ansatze versehener Ring *a* wurde fest in die Feuerkastenwand eingeschraubt, dann der in der Skizze punktirte Theil einige Millimeter vom Bleche entfernt abgeschnitten und der Rand vernietet, wodurch es möglich gemacht wurde, dass der Waschbolzen *b* immer in mindestens 10 bis 12 vollständigen Schraubengängen festsass.

Ferner waren in dem Verbindungsringe zwischen innerer und äusserer Wand noch 8 Waschbolzen placirt (siehe Fig. 57 und 58, p. 260), wovon je zwei an eine Seite verlegt waren. Der durchbrochene, eingeschraubte, ausserhalb vernietete Bolzen *a* bestand aus Kupfer, während der eigentliche Waschbolzen *b* aus Messing hergestellt war.

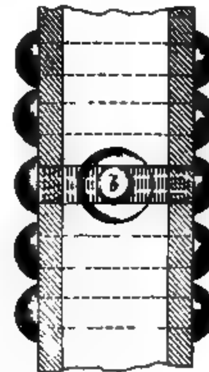
§ 14. Bleipfropfen. — Trotz des Wasserstandsglases und der drei Probirhähne, welche jeder Locomotivkessel besitzt und welche sich gegenseitig unterstützen

sollen, um dem Locomotivführer über die Wasserstandshöhe im Kessel Auskunft zu geben, kann der Fall eintreten, dass der Wasserspiegel im Kessel so tief sinkt, dass die Decke der Feuerbüchse freigelegt wird, indem der Maschinist sowohl von den Hähnen als von der Glasröhre gleichzeitig, infolge plötzlich eintretender Untauglichkeit derselben, entweder keine oder eine trügerische Antwort über den Stand des Wassers erhält. Und es bedarf dann nur weniger Minuten bis zum Augenblicke der höchsten Gefahr.

Für einen solchen Fall nun ist es ein kleiner Bleipfropfen von circa 22 mm Stärke, der in die Decke der Feuerbüchse geschraubt, sobald diese vom Wasser entblösst wird, seine Existenz opfert, durch die Hitze schmilzt und eine schreckliche Explosion verhütet. Sobald nämlich der Pfropf geschmolzen ist, strömt der Dampf in den Feuerraum ein und das Feuer wird erstickt.

Fig. 57.

Fig. 58.



Die Maschinenfabrik von Sharp & Comp. in Manchester führte diese Bleipfropfen in einfachster Weise aus, indem der Pfropf selbst ganz aus Blei bestand und oben einen vierkantigen Ansatz bekam, um ihn in die Feuerbüchsdecke bequem einschrauben zu können.

Auf eine besondere Methode die Bleipfropfen herzustellen, erhielt Bailey ein Patent. Dieser Pfropf ist dargestellt in Fig. 11, Tafel V. Durch die schmelzbare Metallscheibe *A* geht in der Mitte ein kupfernes Niet hindurch, welches die Hitze gleichmässig auf das ganze Metall vertheilt und zugleich verhindert, dass in dieser Form zu dem schmelzbaren Metall eine geringere Composition genommen werden kann.

Smith's schmelzbarer Pfropf Fig. 12 und 13, Tafel V, welcher in der Seitenansicht und im Durchschnitt abgebildet ist, hat den Zweck, dem Wassermangel im Dampfkessel vorzubeugen und auch gleichzeitig Sicherheit gegen eine höhere als die normale Dampfspannung zu bieten. Derselbe ist bei *a* mit einem Gewinde versehen, mit welchem er in der Höhe des normalen Wasserstandes von innen angeschraubt wird. Die Räume *b b* enthalten eine schmelzbare Legirung, welche den Conus *c* an seinem Platze hält. In dem Pfropf selbst sind Löcher *d* gebohrt, welche sich auch mit dem schmelzbaren Metall ausfüllen und mit dem Innern des Pfropfes und durch denselben mit dem Feuerzug communiciren. Auf die Spitze des Conus wirkt die im Dampfkessel erzeugte Dampfspannung. Wird dieselbe zu gross, so treibt sie den Conus *c* aus dem Pfropf heraus und dem Dampfe wird neben den gewöhnlich angebrachten Sicherheitsventilen ein weiterer Ausweg eröffnet. Fällt der Wasserstand unter die normale Wasserlinie, so wird der Pfropf nicht mehr von dem Wasser bespült, die

eingegossene Legirung schmilzt, der Conus c fällt heraus und der Dampf findet wieder Austritt in das Feuer und löscht dasselbe. Der Pfropf muss natürlich, wie bei allen andern, durch bereit gehaltene Reserven ersetzt werden können. In England wurde derselbe von zwei Dampfkessel-Versicherungs-Gesellschaften acceptirt und wird von denselben mit der sogenannten Police (polizeiliches Abnahme-Attest) an den Versichernden zur Anwendung abgegeben.

§ 15. Verbindung zwischen Feuerkasten und Langkessel. — Bei den hohen und erhöhten Feuerkasten ist die Vorderwand stets eben, mit Ausnahme der zu der ersteren gehörigen, rein cylindrischen, die wir bei den Maschinen von Meyer in Mühlhausen beschrieben haben. Diese ebene Wand erhält eine runde, der Querschnittsform des Langkessels in Form und Grösse entsprechende Oeffnung, welche den inneren Raum des Kessels mit dem des Feuerkastens verbindet, indem der Langkessel mit seinem Umfange gegen den Rand der Oeffnung tritt. Um nun diese beiden Theile fest und dicht mit einander zu verbinden, sind verschiedene Methoden in Anwendung. Die älteste derselben und natürlichste, welche auch noch jetzt von vielen Fabriken ausgeführt wird, besteht in der Anwendung eines Ringes aus starkem Winkeleisen, der besonders für solche Zwecke aus ausserordentlich gesundem, zähem und sehnigem Eisen gewalzt oder in Gesenken geschmiedet und sorgfältig geschweisst wird. Dieser Ring wird genau mit der inneren Fläche auf den cylindrischen Kessel aufgepasst und festgenietet. Der andere Schenkel des Ringes, welcher um ein weniges über der Kesselwand hervortritt, bildet einen runden Flantsch, der auf die Vorderwand rund um die Oeffnung in derselben genietet wird; dabei werden die Nieten des einen Schenkels gegen die des anderen versetzt.

In Bezug auf diese Verbindung verweisen wir auf die Skizze in Fig. 13 auf Tafel III, Fig. 3 und 4 auf Tafel IV u. s. w.

Bei den von Meyer in Mühlhausen nach amerikanischem System gebauten Maschinen, deren Feuerkiste oberhalb der mittleren Kesselebene rein cylindrisch, unterhalb derselben aber halb cylindrisch war, ist die Verbindung in derselben Weise ausgeführt, jedoch bieten sich, wegen der Form des Feuerkastens viel mehr Schwierigkeiten, als bei ganz ebener Vorderwand. (Siehe Fig. 7 auf Tafel III.)

Auf andere Weise wird der Anschluss des Kessels dadurch erreicht, dass man den Rand des betreffenden Kesselschusses auszieht und nach aussen umbördelt, so dass also ein Flantsch entsteht, der mit der Feuerkastenwand vernietet, das Verbindungsglied bildet. Als Beispiel hierzu dient der Kessel der schon mehrfach erwähnten nach Crampton'schem Systeme von Bury, Curtis & Kennedy gebauten Maschine »Liverpool«, Tafel IV, Fig. 6.

In neuerer Zeit ist man zu derselben Methode, jedoch in umgekehrter Weise, übergegangen, d. h. man bildet den Verbindungsflantsch nicht am cylindrischen Kessel, sondern an der Wand des Feuerkastens, indem man die Anschlussöffnung der ebenen Vorderwand nicht in der dem Kesselcylinder entsprechenden Grösse herstellt, sondern den Radius des auszuhauenden Loches um die zu bildende Flantschenlänge geringer nimmt, alsdann wird der Rand nach aussen ausgezogen und dadurch der hervortretende Ringflantsch gebildet, welcher den Langkessel an seinem Ende umfasst, wie in Fig. 1, 3, 5, 10 und 12 auf Tafel III dargestellt ist, desgleichen siehe Fig. 1, 2 und 7 auf Tafel V.

Von diesen beiden Methoden bietet die letztere mehr Schwierigkeiten als die erstere, aber sie ist gleichzeitig auch solider. Beide haben indessen den Nachtheil, dass bei der Ausbildung der den Winkelring ersetzenden Umbördelung der Ränder,

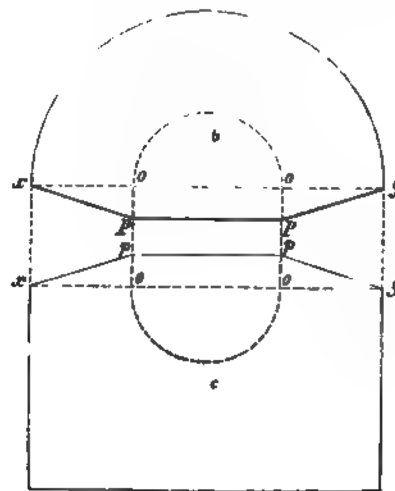
das Blech des betreffenden Theiles erstens sehr geschwächt wird, dann aber auch leidet die Structur des Materials sehr bei der Ausführung dieser Operation. In der Maschinenfabrik von Schwarzkopff in Berlin wird aus diesem Grunde jetzt vielfach die vordere Wand des Kessels aus zwei Theilen hergestellt. Der obere reicht bis in die Mitte des Kessels und stösst hier mit dem unteren zusammen, wie nachstehende Fig. 59 zeigt, in der Nietnaht bei *a a*. Die Herstellung dieser Theile geschieht wie folgt:

Die Bleche erscheinen zunächst in der Form *b* und *c* (Fig. 60), aus jedem derselben wird nach der punktirten Kreislinie ein Halbkreis herausgehauen mit dem Stücke *o o p p*. Der Mittelpunkt des Bogens liegt auf den Linien *x y*.

Der Halbmesser dieser beiden auszuschneidenden Oeffnungen ist natürlich um die Länge *z* des auszuhämmernden Flantsches in Fig. 59 kürzer als der Langkessel-Halbmesser.

Fig. 59.

Fig. 60.



Nachdem nun die Form hergestellt ist, wird der Rand des Ausschnittes normal zur Blechebene ausgezogen, dabei richten sich die Kanten *p x* horizontal und die Linien *x y* kommen zum Zusammenstoss. Dass auf diese Weise der ausgebildete Flantsch keine erhebliche Schwächung erleidet, wie dies bei der andern Methode der Fall ist, ist erklärlich.

Der zur Bildung des Flantsches disponiblen Länge des Umfanges kommen in dem Falle noch vier Stücke von der Länge *o p* hinzu; zur Erzielung der Form ist demnach ein so langes und intensives Hämmern nicht nothwendig und deshalb die Verschwächung nicht so beträchtlich.

Bemerkenswerth ist noch der bereits in § 6 erwähnte Uebergang des Feuerkastens in den Langkessel bei den amerikanischen Normallocomotiven der Neuzeit, bei denen diese Verbindung keiner der vorigen Methoden ähnlich ist, sondern darin besteht, dass man den letzten Kesselschuss conisch gestaltet und ihn mit seinem weiteren Ende in den Feuerkasten zur Verbindung der Ränder hineinschiebt oder auch übergreifen lässt. Jedoch kann auch selbst hierbei in der unteren Partie der Verbindung ein Theil des Winkelringes oder der Abkröpfung der Bleche nicht umgangen werden, so lange die Feuerkasten unter der Unterkante des cylindrischen Kessels sich fortsetzen; siehe hierzu die Skizze eines Kessels Fig. 11 und 12, p. 222, von

einer Güterzuglocomotive der Virginia City and Carson City Eisenbahn, gebaut von H. J. Booth & Co. in San Francisco, und Fig. 1 und 2 auf Tafel VI, von einem Kessel aus der Baldwin'schen Locomotivfabrik in Philadelphia.

Ein Gleiches ist zu sagen von den Kesseln mit einem Feuerkasten, für die ausschliesslich die Abkröpfung der Vorderwand, nicht aber ein besonderer Ring zur Verbindung dient. Die Figuren 1, 2 und 12 der Tafel III mit Fig. 8, Tafel IV, sowie Fig. 1, Tafel V, zeigen die Construction deutlich.

II. Abtheilung.

Langkessel.

§ 16. Form, Lage, Dimensionen und Material. — In Bezug auf die Form der Langkessel fassen wir hier ausschliesslich die Form des Querschnittes in's Auge, welche seit der Zeit der ersten Locomotive bis zum heutigen Tage in nur drei Verschiedenheiten auftrat.

1) Langkessel mit kreisförmigem Querschnitt.
2) Langkessel mit ovaler Querschnittsform.
3) Langkessel mit zusammengesetzter Kreisquerschnittsform.

Die ersteren sind, weil sie nach den Erfahrungen eine viel höhere Garantie für Sicherheit gewähren, allgemein verbreitet, denn die in allen Theilen der Wandung constante Krümmung derselben hat die Eigenschaft, dass die Spannung im Materiale gleichmässig vertheilt wird.

Die »Technischen Vereinbarungen« des D. E. V. bestimmen über die Lage, Construction und Dampfspannung der Locomotivkessel:

§ 108. Der Kessel der Locomotive soll soviel als thunlich niedrig gelegt werden.

§ 109. Der Langkessel soll einen kreisförmigen Querschnitt haben und die Walzrichtung der Bleche rechtwinkelig gegen die Kesselachse stehen. Die parallel zur Kesselachse laufenden Nähte sollen eine doppelte Nietung erhalten und nicht im tiefsten Punkte des Kessels liegen. Die oberen Platten müssen die unteren nach innen überragen. Es ist Sorge zu tragen, dass die Ausdehnung des Kessels durch die Wärme möglichst frei erfolgen kann.

§ 111. Dampfspannungen bis zu 10 Atmosphären Ueberdruck haben sich bewährt.

Nach Koch[1] bezeichnet D den Durchmesser und d die Wandstärke des Kessels in Centimetern und p den Dampfüberdruck im Kessel pro Quadratcentimeter in Kilogrammen, so ist die Beanspruchung des Bleches pro Quadratcentimeter durch die Kraft, welche den Kessel der Länge nach aus einander zu reissen sucht, gleich

$$\frac{D \cdot p}{2d} \text{ kg}$$

---

[1] Koch, Rich., Das Eisenbahn-Maschinenwesen. Wiesbaden 1879. 2. Abth.

und bezüglich der Kraft, welche die Bleche rund um den Kessel abzureissen bestrebt ist, gleich

$$\frac{D^2\pi \cdot p}{4D\pi \cdot d} = \frac{D \cdot p}{4d} \text{ kg},$$

die letztgenannte Beanspruchung ist demnach nur halb so gross wie die erstere, und ist es also zwecklos, auch die rechtwinkelig zur Kesselachse laufenden Nietreihen doppelt anzuordnen.

Da die Widerstandsfähigkeit des Bleches in der Walzrichtung erheblich grösser ist, als normal zu derselben, so ist die empfohlene Anordnung der Bleche aus gleichem Grunde gerechtfertigt.

Die Ueberragung der oberen Platten über die unteren nach innen hin soll die Bildung von Rostfurchen verhindern, wozu bei anderer Anordnung der Stösse das in den Stemmfugen bei der Entleerung des Kessels zurückbleibende Wasser Anlass giebt. Es sind daher auch die Längsnähte des cylindrischen Kessels nicht an den tiefsten Stellen anzubringen.

Eine Querverankerung, wie sie die ovalen Kessel erfordern, ist bei den cylindrischen Kesseln entbehrlich; dagegen gewähren die ersteren eine Vermehrung der Heizröhren und dadurch Vergrösserung der Heizfläche, während infolge der häufigen Explosionen ovaler Langkessel diese in neuerer Zeit verboten sind und nicht mehr ausgeführt werden.

Die Locomotive »Minden«, welche, im Jahre 1847 von Borsig in Berlin gebaut, am 16. December 1866 explodirte, hatte einen ovalen Langkessel, dessen Durchmesser um 95 mm verschieden waren. Die Explosion wird lediglich der unzweckmässigen Form des Kessels und der bei derselben verwendeten Verankerung zugeschrieben, siehe nachstehende Fig. 61. Bei späterer Ingebrauchnahme des ovalen Kessels nämlich entstand bei eintretender Spannung der Dämpfe das Bestreben in dem Querschnitte eine kreisrunde Form anzunehmen, welchem die Anker c widerstehen sollten; da diese jedoch wegen der Röhren oberhalb der Mitte des Kessels zu liegen kamen, so ist es wahrscheinlich, dass infolge abwechselnden Druckes des Dampfes geringe Biegungen in der unteren Hälfte entstanden und durch ihre Andauer endlich die Blechstructur zerstörten.

Fig. 61.

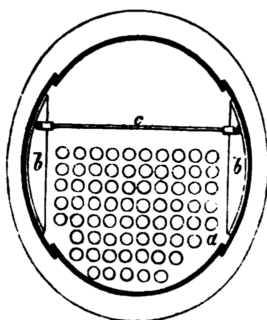
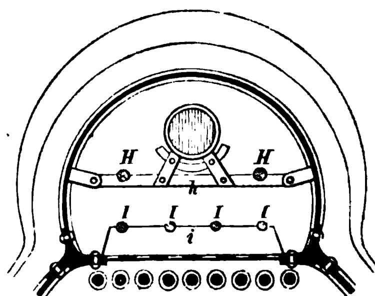


Fig. 62.



Schon in der Einleitung dieses Capitels wurde auf die Kesselconstruction von Rush (Patent 1838) und die nach demselben Principe von Kessler 1850 hingewiesen. Es sind dies die Kessel von zusammengesetzter Querschnittsform, welche dadurch entsteht, dass man den Langkessel entweder aus zwei im Durchmesser entweder gleichen oder ungleichen Cylindern herstellt, welche so über einander liegen, dass sich beide Umfangflächen in zwei Kanten schneiden.

Die beiden Cylindersegmente waren am Zusammenstoss durch eine gerade Platte oder horizontale durchlöcherte Scheidewand verbunden. Bei diesen von Kessler ausge-

führten Kesseln jedoch war der obere Cylinder kleiner als der untere, die Heizrohre enthaltende.

Die Verbindung beider unter einander, sowie mit der Querwand, siehe Fig. 62, p. 264, geschah durch dreiseitige Winkeleisen, welche durch Schmieden in Gesenken unter dem Dampfhammer und nachheriges Aushobeln hergestellt wurden.

Bei der Maschine »Pfeil« der Taunusbahn war diese Verbindung in anderer Weise ausgeführt, indem die Bleche des unteren und oberen Kessels an den Ecken im Winkel nach innen umgebogen und von beiden Seiten mit der horizontalen Querwand zusammengenietet und ausserdem zum sicheren Verbande des oberen und unteren Theils in den von beiden an den Vereinigungsfugen ausserhalb gebildeten Ecken stumpfe Winkeleisen mit der doppelten Vernietung angebracht waren, wie dies aus der Fig. 1, Tafel IV, bei *D* zu ersehen ist.

Diese letztere Verbindung ist einfacher als die zuerst erwähnte, und macht die schwierige Herstellung der dreifachen Winkeleisen entbehrlich.

Die Lage der Kessel ist bis jetzt gewöhnlich horizontal erhalten und wird voraussichtlich bei grösseren Locomotiven in keine andere übergehen; in neuester Zeit werden jedoch zuweilen kleinere Rangirmaschinen und die Locomotiven für Zahnstangenbahnen (Rigibahn) mit stehenden Kesseln gebaut; auch war bereits im Jahre 1839 aus der Fabrik des Dr. Kufal zu Berlin eine Locomotive hervorgegangen, die später kurze Zeit auf der Berlin-Potsdamer Bahn im Betrieb war und verticale Kessel, Röhren und Cylinder hatte.[10])

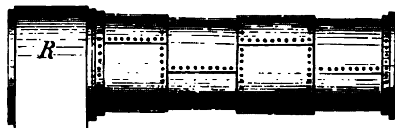
Bemerkenswerth ist eine im Jahre 1856 von Prestage construirte Locomotive, welche jedoch keine weitere Nachahmung fand und sich durch die tiefste Lage des Kessels vor allen anderen auszeichnete. Durch dieselbe wurde aber auch eine vollständige Umkehrung der gewöhnlichen Anordnung von Kessel und Maschine, d. h. Bewegungsmechanismen und Zubehör, bedingt.

Diese letzteren und die Treibachse lagen über dem Kessel und dieser in einem Abstande von ca. 0,24 mm über der Oberkante des Fahrgeleises, durch welches Arrangement der Raum an den Seiten des Kessels für einen Tender, zur Aufnahme eines für die Fahrt hinreichenden Wasservorraths, disponibel geworden war. Der Tender bildete zugleich die Seiten der Rauchkammer und in letzterer waren die Cylinder und Schieberkasten etc. placirt. Das Weitere über diese Maschinen siehe im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrg. 1856, p. 243.

Ueber die Dimensionen der Locomotivkessel vergl. III. Cap. § 6.

§ 17. Construction der Kessel mit cylindrischen Schüssen und deren Verbindung unter einander durch einfachen Uebergriff. — Bei dieser Construction wird jeder Kesselschuss aus einer Blechtafel hergestellt (Fig. 63), die an den Rändern zuvor sorgfältig bestossen oder auch abgehobelt werden, alsdann werden sie gebogen und die zusammenstossenden Ränder mit einander vernietet. Selbstverständlich werden die Bleche nach der Walzrichtung gebogen. Die Verbindung der nach dem Biegen zusammenstossenden Ränder geschieht in zweifacher Weise, entweder lässt man die Ränder stumpf zusammentreten und legt eine Flacheisenschiene von ca. 100 mm Breite innerhalb des

Fig. 63.



---

[10]) Auch bei Exter's Rangirmaschine (Dampfschiebebühne) siehe Organ 1868, p. 47 und Samuel's Expressmaschine (Dampfdraisine) siehe Organ 1849, p. 109, sind stehende Kessel mit verticalen Röhren in Anwendung gekommen.

Cylinders über die Fuge, welche zu gleichen Theilen die Ränder übergreift und vernietet, auf beiden Seiten, oder es geschieht die Biegung des Bleches so weit, dass die Ränder sich überdecken auf ca. 50 mm und deren directe Vernietung ausgeführt werden kann.

Diese letztere Verbindung ist der ersteren, welche bei den Locomotivkesseln von Sharp in Manchester in Anwendung gebracht wurde, vorzuziehen.

In neuester Zeit werden öfters die Längsnähte der einzelnen Schüsse durch Austauchen und Uebereinanderschweissen der Enden ganz beseitigt, welches bei sorgfältigster Ausführung die vollkommenste Verbindung abgiebt.

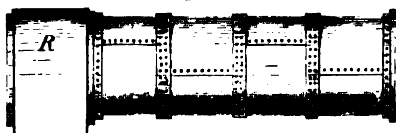
Nachdem die, die ganze Länge des cylindrischen Kessels bildende Anzahl der Schüsse hergestellt ist, werden dieselben mit ihren Enden in einander geschoben, woraus die Bedingung folgt, dass bei Anwendung einer geraden Anzahl die Hälfte derselben einen grösseren und zwar um die doppelte Blechstärke grösseren Durchmesser haben muss, als die andere Hälfte. — Bei Verwendung von drei Schüssen wird der mittlere der grössere, die beiden anderen aber gleich im Durchmesser. In ähnlicher Weise werden auch solche Kessel mit fünf Schüssen hergestellt, wobei gewöhnlich der mittlere Schuss zur Aufnahme des Domes länger als die vier resp. zwei äusseren ist.

In neuerer Zeit werden häufig die Schüsse auch teleskopartig über einander greifend angeordnet, so dass der weiteste Schuss zunächst am Feuerkasten liegt und von dessen Deckplatte und der Umbördelung der Vorderwand umfasst wird (siehe Fig. 1 und 2 auf Tafel V), der nächste Schuss ist in den ersten hineingeschoben, und der dritte wiederum in den zweiten, sodass der Langkessel an dem Rauchkammerende einen um sechs Blechstärken verminderten Durchmesser hat, indem die lichte Weite am Feuerkasten 1,244 m und am Rauchkasten 1,183 m beträgt. Es bietet diese Construction den wesentlichen Vortheil, dass das Reinigen des Langkessels vollkommener geschehen kann und beim Ablassen des Wassers dieses stets nach der tiefsten Stelle des Feuerkastens vollkommen abfliesst, und der Kessel bei gleicher Heizfläche bedeutend leichter ausfällt.

Bevor die Zusammensetzung erfolgt, sind natürlich die an den Enden der Längsnähte durch den Uebergriff derselben hervortretenden Ränder sowohl auf der inneren als äusseren Cylinderfläche zuzuschärfen, damit diese Flächen eben werden und ein dichter Anschluss erzielt werden kann. Das Maass, auf welches die kleineren Schüsse in die grösseren eingeschoben werden müssen, wird durch die Art der Vernietung, welche meistens einfach ist, bedingt.

§ 18. Construction mit cylindrischen Schüssen und deren Verbindung, durch stumpfen Stoss mit Laschenring, desgleichen mit conischen Schüssen und Längsnähten. (Fig. 64.) — Die Bildung der einzelnen Schüsse kann hierbei ebenfalls in den drei verschiedenen im vorigen Paragraphen beschriebenen Methoden geschehen, jedoch wird die Verbindung in den Längsnähten in dem Falle, in welchem man bei der Zusammensetzung der Schüsse Laschenringe verwenden will, zweckmässiger auch nach ersterer Methode durch eine untergelegte Längslasche bewerkstelligt. Bei der Ringlaschenverbindung am Zusammenstoss der Schüsse ist es bekanntlich erforderlich, dass diese letzteren genau gleichen Umfang haben, damit der Ring auf beiden an einander stossenden Rändern zum guten Aufliegen kommt. Es ist ausserdem zu

Fig. 64.



empfehlen, nach Herstellung der Kesselschüsse vor deren Vereinigung die Ränder nochmal abzudrehen. — Die Vernietung erfolgt, nachdem die Bleche gut eingepasst und gebohrt sind, bekanntlich warm, und gewinnt an Solidität, wenn die Niete auf beiden Rändern gegen einander versetzt werden. Ein in dieser Weise construirter Cylinderkessel, aus nur zwei von je einer grossen Stahlplatte gebildeten Schüssen, welche durch doppelte Laschennietung mit einander verbunden sind, ist in Fig. 7, auf Tafel V, im Längenschnitt und in Fig. 9 im Querschnitt dargestellt. Die ringförmige Lasche vergrössert die Widerstandsfähigkeit des Kessels und durch die innere glatte Fläche der unteren Kesselhälfte wird die Bildung von Corrosionen daselbst vermieden.

Die ältere Construction der Langkessel aus drei bis vier conischen Schüssen von gleichem Durchmesser ist der complicirten Ausführung wegen nicht mehr in Anwendung. Bei diesen Kesseln geschieht sowohl die Vereinigung der Blechränder in den Längsnähten der einzelnen Theile oder Schüsse dadurch, dass die Ränder über einander greifen, als auch die darauf folgende Zusammensetzung der Stösse durch Uebergriff des weiten Endes des einen Schusses über das enge Ende des zweiten Schusses, dessen weites Ende dann wieder über das enge Ende des dritten Schusses greift, und so fort.

Die Form der zu verwendenden Kesselbleche muss vor der Biegung die Figur eines abgewickelten abgestumpften Kegelmantels darstellen, jedoch wird dies bei der praktischen Ausführung nicht genau beobachtet, indem man gewöhnlich mit Recht die Abrundung derjenigen Seite der Bleche, welche die bei dem fertigen Conus in einander zu schiebenden Ränder darstellen werden, nach einem Radius gleich der ganzen Kegelseite vernachlässigt, da die Conicität eine sehr schwache ist.

Ebenso ist die früher sehr häufige, durchaus fehlerhafte Kesselconstruction mit Längsnähten längst verlassen. Bei dieser Construction wurden Bleche von der Länge des cylindrischen Kessels normal ihrer Längsrichtung nach dem Radius des Kesseldurchmessers gebogen und deren Breite gewöhnlich so bestimmt, dass sie gleich ist $^1/_4$ des Kesselumfanges plus dem zur Verbindung nothwendigen Uebergriff. Nach der Biegung wurden dieselben mit ihren Längsseiten zusammengenietet und auf diese Weise der Langkessel gebildet; siehe nebenstehende Fig. 65 und 66, welche die Querschnitte in zwei verschiedenen Weisen darstellen. Die Herstellung der Kessel mit Längsnähten ist allerdings einfacher als die oben beschriebenen Methoden, aber ein Hauptgrund zur Verwerflichkeit der Construction ist der, dass die Blechfaser, welche in die Walzrichtung der Bleche fällt, hier nicht auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird, und dass dadurch der Widerstandsfähigkeit ein bedeutender Procentsatz an Sicherheit in Abzug gebracht werden muss. — Andererseits hat man in Bezug auf das Einrosten der Kessel beispielsweise auf der Thüringischen Eisenbahn bei diesen Kesseln die Erfahrungen gemacht, dass vorzugsweise die Rostbildung an den Längsnähten bei a, Fig. 65 und 66, stattfand; während unter gleichen Umständen und in derselben Zeit die auf eine der anderen Methoden construirten Kessel durch Einrosten wenig gelitten hatten.

Fig. 65.

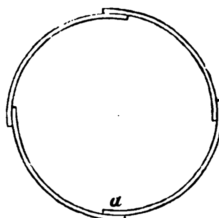
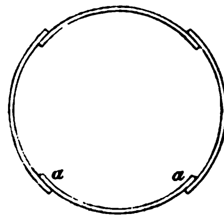


Fig. 66.



§ 19. Vernietungen. — Dieselben müssen bei Locomotivkesseln mit grösster Sorgfalt ausgeführt werden. Zunächst ist unbedingt erforderlich, dass die Löcher gebohrt, nicht aber mit der Lochmaschine gepresst oder gepunzt werden; geschieht dies, so sollen, nachdem die Theile zusammengeschraubt sind, wenigstens die zusammengehörigen Löcher auf einander ausgerieben werden.

In der Versammlung Glasgower Ingenieure wurde den gebohrten Löchern in Vergleich zu den gepunzten unbezweifelter Vorzug gegeben, da gebohrte Platten grössere Festigkeit besitzen, als die gepunzten. Die letztere Methode wird als eine rauhe und barbarische bezeichnet, bei welcher das Eisen gestreckt wird und namentlich in der Nähe der Löcher sehr leidet. — Statt scharf und glatt abgeschnitten zu sein, wird das Eisen auf der Lochkante meistens gerissen und abgewürgt.

Nach Fairbairn's Versuchen mit gepunzten Platten hat sich ergeben, dass eine Platte mit 27 mm starken Nieten in 44,5 mm Theilung — obwohl deren theoretische Schwächung nur 40 % ist — 44 % weniger Festigkeit besass, als eine volle. Auch fand Fairbairn, dass Eisen zwischen den Nietlöchern nach dem Punzen 15 % weniger Festigkeit hatte, als andere Theile der Platte. Zugegeben wurde, dass der ungünstige Einfluss des Punzens bei dünnen Platten geringer sei als bei dicken.

Beim Bohren der Löcher werden dieselben genau cylindrisch und das Niet kommt schon an allen Stellen zum festen Anliegen mit seinem Bolzen, was bei den gepunzten Löchern nie zu erreichen ist.

Die zur Anwendung kommenden Niete müssen vom zähesten Eisen hergestellt, weisswarm eingezogen und die Köpfe immer etwas (ca. 1 mm) versenkt werden. Im Allgemeinen soll die Nietstärke $^2/_3$ bis ganze Blechstärke beider zu verbindenden Platten betragen und durchschnittlich die Entfernung von Mitte zu Mitte $2^1/_2$ bis 3 Nietstärke haben.[11]) Bei versetzten Nieten nimmt man wohl die Stärke derselben $^1/_5$ bis $^1/_4$ schwächer.

Da, wo Ränder der Bleche zugänglich sind, müssen diese so wie die Köpfe der Niete verstemmt werden. Das Verstemmen ist bekanntlich von grosser Wichtigkeit hinsichtlich des dichten Schlusses der Nähte; wenngleich es der Vernietung auch wiederum nachtheilig ist, da durch die Stemmer die Bleche gleichwohl wieder zu trennen gesucht werden — also je mehr Ränder in einer Naht sich zum Verstemmen bieten, um so vollkommener kann man den Schluss betrachten.

Bei den im § 17 beschriebenen Verbindungen können nun erstens die Längsnähte der Schüsse, falls diese ohne Lasche, aber durch einfachen Uebergriff gebildet sind, sowohl von innen als aussen für eine Fuge verstemmt werden; dasselbe gilt zweitens von den Zusammenstössen der Schüsse. — Es scheint uns deshalb die Ringlaschenverbindung nicht so zweckentsprechend und empfehlenswerth zu sein, als diese erwähnten Methoden.

Bei den neueren Maschinen sind die teleskopartigen oder auch die cylindrischen Schüsse mit Vermeidung jeglicher Laschenverbindung deshalb in lebhafte Aufnahme gekommen. Die Methode mit Laschen in den Längsnähten und Laschenring am Zusammenstoss der Kesselschüsse hat allerdings den Vortheil, dass die Wände des Kessels innerhalb ganz geradlinig sind, wodurch man in den Stand gesetzt wird, sie besser rein zu halten, und setzt sich auch der Kesselstein weniger leicht an, jedoch ist dieser Vortheil gegen den, welchen die anderen Constructionen in Bezug auf Festigkeit und Dichtigkeit bieten, weniger in Betracht zu ziehen.

---

11) Bei der Anfertigung der Stahlkessel für die neueren Locomotiven der Schweizerischen Nord-Ostbahn ist vorgeschrieben, dass für das Zerreissen der Nietstelle der zu verbleibende Blechquerschnitt ein geringerer sein darf als $^3/_4$ des Querschnittes des vollen Bleches. Der Durchquerschnitt der Nieten soll aber $^7/_8$ der vollen Blechstärke betragen.

Bei der stumpfen Vernietung mittelst Laschenring müssen die Ueberplattungen, soweit der Ring übergreift, zugeschärft werden und lässt man sie auch weiter über die unten liegende Platte übergreifen, um die äussere Kreisform genauer herzustellen, wodurch die Dichtung unter dem Bande besser erreicht wird. Die Fig. 67 und 68 zeigen dieses in einem grösseren Maassstabe.

Fig. 67 und Fig. 68.

Bei der Vernietung durch Uebereinandergreifen der einzelnen Schüsse müssen die Längsnähte etwas gegen einander versetzt werden, da sonst an der Verbindung der beiden Schüsse vier Bleche über einander greifen würden, was die Dichtung erschwerte. Auch hier lässt man, soweit die Schüsse in einander geschoben sind, die zugeschärften Ueberplattungen weiter übergreifen.

Nach Fairbairn ist die Festigkeit der Nietverbindung, wenn das volle Blech zu 100 angenommen wird, bei

doppelter Vernietung = 70,
einfacher „ = 56.

Interessante Resultate über den Einfluss der Reibung bei genieteten Blechen fand Clark, indem er drei Platten, von denen die mittlere mit ovalen Löchern versehen war, zusammennietete. — Versuche mit einer solchen Verbindung, auf Zug beansprucht, ergaben den Reibungswiderstand bei 13 bis 9,5 mm starken Blechen und einer Länge des Nietkörpers von

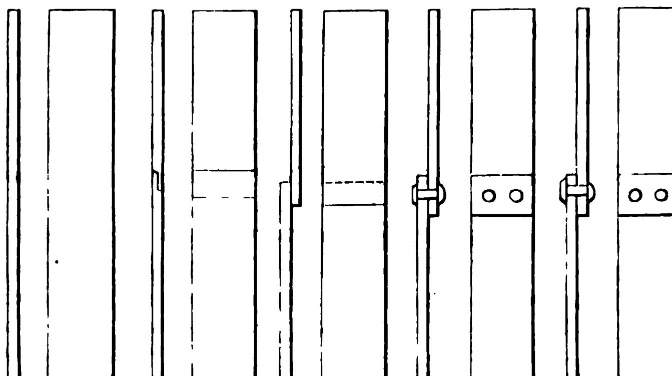
20 mm = 95 Ctr. = 4816,304 kg,
47,5 mm = 110 „ = 5588,352 kg,
73 mm = 160 „ = 8128.512 kg,

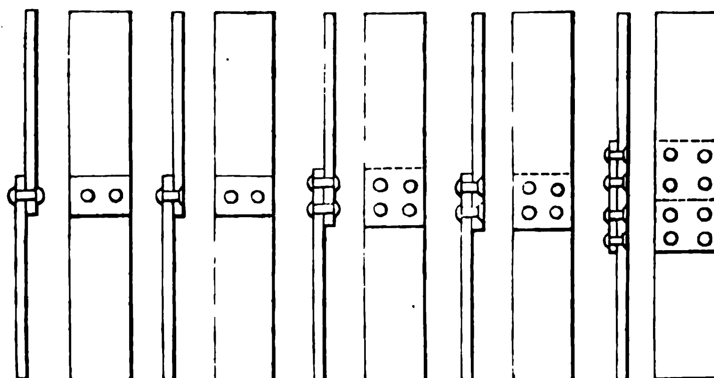
woraus folgt, dass der Widerstand mit der Länge des Nietes wächst, und dass die Kraft des Zusammenziehens und die Länge der Niete durch die absolute Festigkeit des Eisens begrenzt wird, z. B. bei 0,15 bis 0,2 m langen Nieten wird sich der Kopf bereits abzuziehen beginnen.

Brunnel ermittelte nach verschiedenen Versuchen mit ca. 13 mm starken Blechen und doppelten Laschenvernietungen, dass der einfache Querschnitt der Niete dem halben Querschnitte des Bleches gleich sein muss. Aus den verschiedenen Versuchen ergab sich, dass die Festigkeit der vollen Platte = 100 gesetzt; die Festigkeit der doppelten versetzten Vernietung $^4/_5$ und die der dreifachen nicht versetzten Vernietung $^5/_6$ der vollen Platte betrug.

In neuerer Zeit sind in England durch Bertram in Woolwich viele Kessel durch Schweissung in den Nähten hergestellt, und zwar nach zwei Methoden, nämlich die in Fig. 70 und 71 (p. 270) dargestellte scharfe und schwache Schweissung. — Diese Nähte sind mit bisherigen Nietverbindungen sorgfältig verglichen und die Resultate in nachstehender Tabelle zusammengestellt:

Bezeichnung der Verbindung.	Form der Verbindung.	Blechstärke. 13 mm	11 mm	9,5 mm	Mittelwerth der Festigkeit.
Volle Platte	Fig. 69	100	100	100	100
Scharfgeschweisste Platte	Fig. 70	fehlerhaft	106	102	104
Flachgeschweisste Platte	Fig. 71	50	69	66	62
Einfache Handnietung	Fig. 72	40	50	60	50
Desgl. mit Rundköpfen	Fig. 73	50	52	56	53
Einfache Maschinennietung	Fig. 74	40	54	52	49
Einfache Nietung mit versenkten Köpfen	Fig. 75	44	50	52	49
Doppelte Nietung mit Rundköpfen	Fig. 76	59	70	72	67
Desgl. mit versenkten und Rundköpfen	Fig. 77	53	72	69	65
Desgl. mit einfacher, versenkte und Rundköpfe	Fig. 78	52	60	65	59
Durch mit aller über einander greifender Verbindung	—	48	60	62	57


Fig. 69. Fig. 70. Fig. 71. Fig. 72. Fig. 73.


Fig. 74. Fig. 75. Fig. 76. Fig. 77. Fig. 78.

Nach diesen Werthen sind die scharfgeschweissten Bleche völlig so stark als die vollen Bleche; die stumpfgeschweissten nur $^5/_8$. Die einfachen Nietverbindungen haben die halbe Festigkeit der vollen Platte. Von den doppelten Vernietungen ist die einfach über einander greifende die stärkste, die mit einfachen Laschen die schwächste.

Ferner folgt aus der Tabelle, dass die Verbindung der 11 mm und 9,5 mm starken Bleche eine gleich grosse absolute Festigkeit und eine etwa um $^1/_4$ grössere als die 13 mm starken besitzen. Die Versuche ergaben somit, dass ein einfach genieteter Kessel von 9,5 mm Bleche stärker ist, als von 13 mm starkem, und dass die Nietung mit Hand oder Maschine etwa gleiche absolute Festigkeit darbietet.

In Bezug auf die Festigkeit der Kesselbleche ermittelte Fairbairn die Yorkshire Bleche zu 510 Ctr., die Staffordshire zu 420 Ctr.

Clark fand eine Festigkeit in der Richtung der Faser von 400 Centner; normal zu derselben betrug diese 340 Centner. Die besten amerikanischen Bleche hielten nach Colburn dagegen 620 Centner, die gewöhnlichen 540 Centner.

§ 20. Material. Stahlkessel. — Das Material der Langkessel für Locomotiven bestand früher allgemein nur aus Schmiedeeisen, aus zähen gewalzten Blechen. In neuerer Zeit wurden auch viele Locomotivkessel aus Gussstahlblechen gefertigt.

Stahl setzt dem Zerreissen einen grösseren Widerstand entgegen als Eisen; man kann daher die Stahlbleche zu Kesseln um 12 bis 15 % dünner nehmen, als unter gleichen Umständen die Eisenbleche, und gewinnt so etwa 10 % am ganzen Kesselgewichte. Obwohl einzelne deutsche und österreichische Eisenbahnverwaltungen in den letzten Jahren Stahlkessel in grosser Zahl beschafft haben (unter andern besass die Kaiser Ferdinands-Nordbahn 1878 284 Stück und die Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft 225 Stück), so hat sich Stahl im Ganzen nicht gut zu Kesseln bewährt.

Die Stahlbleche zeigen meist schon nach verhältnissmässig kurzem Betriebe tiefe Rostpocken, Furchen und Rillen, so dass die baldige Auswechselung einzelner Bleche oder des ganzen Kessels nöthig wird. Die Stahlbleche sind schwierig ganz homogen herzustellen, ihre Steifigkeit erschwert die Herrichtung, sowie das Bohren und Verstemmen und trägt zur Bildung kleiner, anfangs kaum bemerkbarer Risse bei, die sich im Betriebe bald vergrössern und dann bedenklich werden können.

Bei der VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung (im Juni 1878 in Stuttgart) wurde auf die gestellte Frage:

»Welches sind die mit Stahlkesseln gemachten Erfahrungen und sprechen dieselben für deren weitere Einführung?«

aus den von 20 Verwaltungen mitgetheilten Erfahrungen folgende Schlussfolgerung gezogen:

Wesentlich neue Erfahrungen, welche für die weitere Einführung der Stahlkessel sprechen, liegen nicht vor.

Die Hauptnachtheile der Stahlkessel scheinen daraus zu entstehen, dass die Bleche häufig Eigenschaften haben, infolge welcher beim Biegen und Zusammennieten der Platten leicht schädliche Spannungen und Risse entstehen.

Weiche Stahlbleche (Flusseisen) scheinen für Kessel geeignet, doch bieten dieselben gegenüber guten Eisenblechsorten nur geringe Vortheile.

§ 21. Die **Dome,** welche auch zum Kessel gehören, werden im VII. Capitel mit der Dampfaufnahme und den Regulator-Vorrichtungen speciell behandelt.

§ 22. Verankerungen der Langkessel. Längenanker, Queranker. — Die Verankerung des Langkessels, welche einestheils durch die sogenannten Längsanker bewirkt wird, betrifft eigentlich nicht die Wandungen des Langkessels, sondern die

der beiden Rohrwände oder die Rohrwand in der Rauchkammer und die Hinterwand des Feuerkastens; darum aber, weil diese Ankerstangen zum grössten Theil im Kessel liegen, werden sie zweckmässig auch hier besprochen.

Indem die Hinterwand des Feuerkastens und die Rohrwand der Rauchkammer in der Höhe der Deckenanker mit T-Eisen horizontal abgesteift ist, werden die abstehenden Rippen desselben von den Gabelenden ca. 26 mm starker Ankerstangen umfasst und entweder die letzteren daselbst mittelst Bolzen oder Zugkeilen befestigt. — Die Anordnung ist so, dass zwischen je zwei Deckenankern eine Längsankerstange liegt, über dem Heizröhren-System hinwegläuft bis an die vordere Rohrwand, wo eine ähnliche Verbindung stattfindet.

Diese Anker werden auch, statt mit der Hinterwand in Verbindung gesetzt, in die Verankerung der Feuerkiste oder Feuerbüchse eingeschaltet; — wir werden später auf diese Methode zurückkommen.

Die Befestigung der Längenanker an T-Eisenrippen findet beispielsweise statt an den auf Tafel IV, Fig. 4, 5, 8 und 9 dargestellten Locomotivkesseln, woselbst dieselbe in den verschiedenen Figuren bei *F F* sichtbar ist.

Die Befestigung der Längsanker mittelst Schraubengewinde und Muttern an den betreffenden Kesselwänden und deren Zweckmässigkeit in Vergleich zu der vorhin erwähnten Methode wurde bereits hervorgehoben bei der Verankerung der Feuerkasten. — Die Fabrik von Bury & Curtis in Liverpool hatte an ihren Personenzuglocomotiven solche Längenanker, welche durch eine Mutter ausserhalb des Kessels angezogen und gespannt wurden (siehe Fig. 6 und 7 auf Tafel IV bei *I I*). Die Fabrik von Kessler in Esslingen hat diese Anker der bessern Dichtung wegen mit doppelten Muttern (innerhalb und ausserhalb der Hinterwand des Feuerkastens (siehe Fig. 2 und 3 auf Tafel IV bei *I*) versehen.

Bei vielen Maschinen von Kessler, Hartmann u. A. sind die Längenanker in der Gegend der hinteren Rohrwand nochmals gegabelt und mit den kürzeren Stangen in dem Feuerkasten verbolzt, so dass der ganze Längenanker aus zwei ungleichen Stücken besteht, wie z. B. bei den Kesseln aus zwei Cylindersegmenten von Kessler (siehe Fig. 2 und 3 auf Tafel IV bei *G* und *H*) und den Locomotiven für die Sächsische Staatsbahn (siehe Fig. 9—12 auf Tafel III bei *G* und *H*). Bei den letzteren sind die Theile *G* aus hochkantigem Flacheisen mit Gabeln an beiden Enden hergestellt, um den Raum zwischen den Deckenankern nicht zu sehr zu beschränken.

Die Kesselanker werden auch wohl, wenn man mit der Befestigung ihrer Enden an den ebenen Wänden der Feuerkiste resp. Rauchkammer eine Spannvorrichtung, die stets erwünscht ist, nicht verbindet, in der Mitte ihrer Länge mit einem diesen Zweck erfüllenden Kuppelmuff *M* (Fig. 1 und 2 auf Tafel VIII) versehen, indem man die zusammenstossenden Enden der Stange *A* daselbst mit rechtem und linkem Gewinde anschneidet; es ist diese Einrichtung z. B. bei den von der Hannoverschen Maschinenfabrik (vormals G. Egestorff) auf die Braunschweigische Eisenbahn gelieferten Güterzuglocomotiven u. A. getroffen worden.

In dem Borsig'schen Etablissement befestigt man die Längsanker an der vorderen Rohrwand ebenfalls mittelst Gabeln und Bolzen an T-Eisenrippen; an den Enden nach der Feuerbüchse zu giebt man jedoch den Stangen Augen und verbindet diese zwischen den Lappen gebogener Flacheisenstücke, die mit ihrer Biegung um horizontale, die vorderen Enden der Deckenanker verbindende Bolzen gelegt sind (siehe Fig. 13, p. 225), während die betreffenden Deckenanker am anderen Ende mit der Rückwand des Feuerkastens vernietet sind.

Sehr wichtig ist bei langen Kesseln die Unterstützung der Längenanker, weil infolge der Bewegungen der Maschinen die Anker mehr oder weniger in Schwingungen versetzt werden, die schon häufig die Veranlassung des Zerreissens einzelner Anker wurden.

Die Constructionen, welche zur Unterstützung dienen, bestehen theils in besonders angebrachten Hängeschienen, theils aber findet sich Gelegenheit, dieselbe mit anderen Festigkeitsconstructionen zu verbinden, wie z. B. bei den Kesseln aus zwei Cylindersegmenten, wo der obere Kesselraum vom unteren durch die schon häufig erwähnte horizontale, durchlöcherte Wand getrennt ist. — Auf diese Wand werden dann (siehe Fig. 3, Tafel IV, und Fig. 62, p. 264, bei *i*) an zwei Stellen Winkeleisenrippen angenietet, welche einerseits zur Versteifung der Scheidewand selbst dienen, dann aber mit ihren abstehenden Schenkeln, welche an der Kante ausgerundet sind, an diesen Stellen die unteren Längenanker tragen. Ueber die Unterstützung der beiden oberen Ankerstangen *H* siehe Fig. 3, Tafel IV, und Fig. 62, p. 264, bei *h*.

Bei der im Juni 1878 in Stuttgart abgehaltenen VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung wurde die gestellte Frage:

»Welche Erfahrungen sind bezüglich der Haltbarkeit und Verankerung des oberen Theiles der ebenen Dampfkesselrückwände gemacht worden?«

von 59 Verwaltungen beantwortet und aus deren Mittheilungen folgende Schlussfolgerung gezogen:

Bei den meisten Bahnen sind zur Verankerung des oberen Theiles der ebenen Dampfkesselrückwände horizontal armirte Blechversteifungen, welche die Rückwände mit den Seitenwänden des äusseren Feuerkastens verbinden, in Anwendung, und diese Anordnung ist, wo der Raum im Innern des Feuerkastens es erlaubt, zu empfehlen. Bei stark überhöhten Feuerkasten sind neben dieser Versteifung noch kurze Längsanker, welche bis in den Rundkessel reichen, zweckmässig.

§ 23. Heizröhren und deren Material.[12]) — Die Heizröhren bilden einen wesentlichen Bestandtheil der Locomotivkessel.

Sie fallen ihrer bedeutenden Anzahl wegen finanziell derart in's Gewicht — sowohl was Anschaffungs- als Erhaltungskosten anbelangt —, dass man schon vom ökonomischen Standpunkte aus diesem Gegenstande grössere Aufmerksamkeit widmen muss.[13])

Durch geeignete Dimensionirung, sorgfältige Wahl des Materials, durch eine erprobte Art der Befestigung und Dichtung im Kessel und durch häufiges Reinigen während der Verwendung wird man den Anforderungen der Sicherheit des Dienstes, — durch schonendes Vorgehen im Herausziehen der Rohre aus dem Kessel, durch rationelle und, durch Betrieb im Grossen, gute Arbeitseintheilung und zweckmässige Vorrichtungen bei der Reparatur — den Anforderungen der Oekonomie gerecht werden müssen.

---

12) Nach einer Abhandlung vom Central-Inspector Ludw. Becker in Wien im Organ f. Eisenbahn-Wesen 1873, p. 10.

13) R. Stephenson wandte zuerst 25 Stück kupferne Röhren an von 75 mm Durchmesser. Im nächsten Jahre vergrösserte er die Anzahl auf 90 Stück und gab ihnen 51 mm Durchmesser. Es stieg dann die Anzahl auf 167 von 41 mm Durchmesser, welche bei den ersten Schnellzugmaschinen der Great-Western-Eisenbahn in Anwendung kamen. Um dieselbe Zeit erscheint die von Gillingham & Winans in Baltimore gebaute Locomotive mit der enormen Zahl von 400 Röhren, welche bis zum heutigen Tage nicht wieder vorgekommen ist.

Die Wahl der Dimensionen ist Sache des Constructeurs und bietet namentlich hinsichtlich des Durchmessers geringen Spielraum. Die Grenzen sind der Festigkeit wegen und in Rücksicht auf die Erzielung einer angemessenen Heizfläche für den äusseren Durchmesser zwischen 42 und 55 mm; und die Länge hält sich in den Grenzen zwischen 3,5 m bis 5,0 m.[14])

Die Wandstärke hängt hauptsächlich vom Material ab und hat möglichst gleichförmig zu sein; es sind darum aus einem Stück gezogene Röhren stets gelötheten messingenen oder geschweissten eisernen oder Stahlröhren vorzuziehen; die Grenzen der Zweckmässigkeit für die Dimension der Wandstärke dürfte $1\frac{1}{2}$ bis $3\frac{1}{2}$ mm sein.

Da die Abnutzung der Rohre durch die mechanischen Angriffe der hindurchgerissenen Brennstofftheile und durch die directe Einwirkung des Feuers ungleichförmig erfolgt, macht man bei Messingröhren hier und da die dem Feuer zunächst liegende, der stärksten Abnutzung unterworfene Partie um $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ mm stärker in der Wanddicke, als das andere Ende, um so das Rohr länger verwendbar zu erhalten.

Der vielfältigen Anforderungen wegen, die hinsichtlich grösstmöglichster Festigkeit, Feuerbeständigkeit, Gleichförmigkeit und Geschmeidigkeit an das Material der Heizröhren zu stellen sind, kommen in der Regel nur die Kupferlegirungen (Messing, Munzmetall etc.), sowie zähes Schmiedeeisen und Flusseisen (Bessemereisen) dafür in Verwendung.

Das Kupfer ohne Zusatz ist als zu kostspielig und auch als zu weich nur zum Vorschuhen für das in der Feuerbüchsrohrwand befestigte Ende der Röhren im Gebrauch. Es muss sowohl zu diesem Zwecke, als auch in den Legirungen von bester und reinster Qualität sein.

Kupferreiches Messing (70 % bestes Kupfer und 30 % bestes schlesisches Zink) ist nach Everitt[15]) und Andern das vortheilhafteste Material für Heizröhren, besonders bei Steinkohlenfeuerung.

Wegen der bedeutenden Preisdifferenz wird jedoch manchenorts das Messing weit kupferärmer, bis 60 % Kupfer, 40 % Zink, hergestellt. Es ist hierbei nicht zu verkennen, dass die Brüchigkeit steigt und die Rohre sorgfältiger behandelt werden müssen. Doch soll bei reinem Materiale diese Legirung ganz entsprechend, und wenn Kupfervorschuhe für das Feuerbüchsende angelöthet werden, genügend sein.

Nach anderweitigen Erfahrungen haben sich jedoch Heizrohre der angegebenen kupferarmen Legirung nicht bewährt, sehr rasche Abnutzung durch Einwirkung des Feuers gezeigt und sind häufige Brüche bei denselben vorgekommen.

Auch die kupferreiche Legirung von 70 % Kupfer und 30 % Zink hat sich hinsichtlich der Dauer gegen mechanische Abnutzung nicht ganz bewährt, während 68 % Kupfer und 32 % Zink als eine gegen die mechanische, sowie die physikalische Abnutzung sehr beständige Legirung für Feuerrohre sich erwiesen hat und am verbreitetsten in Anwendung ist.

Von welcher Wichtigkeit die Wahl einer angemessenen Legirung ist, ergeben die folgenden Versuchs-Resultate; zwei Rohrstücke, 790 mm lang, von verschiedener Legirung u. z. einer spröderen ärmeren und einer weicheren und daher reicheren Kupferlegirung wurden durch 5 Tage der Hitze in einem Federglühofen ausgesetzt, nach dieser Zeit ergaben sich folgende Gewichtsdifferenzen:

---

14) Siehe Referate zur Münchener Techniker-Versammlung 1868, p. 244.

15) G. A. Everitt, Proceedings of Institution of Mech. engineers. Polyt. Centralbl. 1869, p. 725. Organ 1869, p. 240.

Weiche Legirung	. . . . . .	2,665 kg
nach 5 Tagen	. . . .	2,645 -
	Gewichtsverlust:	0,020 kg
Spröde Legirung	. . . . . .	2,24 kg
nach 5 Tagen	. . . .	2,21 -
	Gewichtsverlust:	0,03 kg.

In einer Maschine wurde die eine Hälfte des Kessels u. z. senkrecht getheilt, mit Röhren aus einer spröderen Legirung und die andere Hälfte mit Röhren einer kupferreicheren Legirung versehen, nach einem 13 monatlichen Dienst, während welchem dieselben ca. 4000 Meilen zurückgelegt hatten, ergab sich bei den Röhren mit spröderer Legirung ein durchschnittlicher Gewichtsverlust pro Rohr von 0,34 kg und bei den mit weicherer Legirung von 0,19 kg pro Rohr, somit um 84 % geringer. Daraus geht hervor, dass die kupferreiche Legirung, wenn auch theurer in der Anschaffung, doch ökonomischer hinsichtlich der Dauer ist.

Probeweise verwendete Röhren aus Munzmetall sollen sich als gut bewährt haben, doch fehlen nähere Daten hierüber.[16])

Die Messingrohre, welche gegenwärtig in Verwendung kommen, sind durchgängig solche, die aus einem gegossenen Messingblock gezogen sind; die Fabrikation von aus Messing- oder Kupferstreifen zusammengelötheten und dann gezogenen Rohren ist vollständig verlassen.

Schmiedeeisen-Rohre [17]) werden vielenorts verwendet; bei gutem Brennstoff und reinem Speisewasser bewähren sich auch geschweisste und gezogene Röhren aus zähem, gut durchgearbeitetem Schmiedeeisen übereinstimmend ganz gut [18]); übrigens ist nicht zu verkennen, dass, wenn auch die ersten Anschaffungskosten der eisernen Röhren gegenüber messingenen namhaft geringer sind (ca. 50 % pr. Maschine), der Vortheil sich doch nicht überall zu Gunsten derselben neigt wegen der raschen Zerstörung,

---

[16]) Organ 1866, p. 31. Ref. d. Münch. Versamml. 1868, p. 218. Organ 1870, p. 77.

[17]) Fortschritte der Technik d. deutschen Eisenbahnwesens. I. Suppl. des Organs 1866, Frage B. 11, p. 126.

Im Jahre 1842 lieferte R. Stephenson Locomotiven für den Betrieb der York-Nord-Midland-Eisenbahn, bei denen die ersten eisernen Heizröhren in Anwendung kamen.

[18], Ueber die Fabrikation der geschweissten und gezogenen eisernen Röhren theilt Dr. Lunge mit, bezüglich ihrer Herstellungsweise in Wolwerhampton (Staffordshire), dass man daselbst gewalzter flacher Eisenschienen von erforderlicher Länge, Breite und Dicke als Rohmaterial sich bedient. Diese Schienen werden im rothwarmen Zustande unter einer Stanze von 5 Fuss = 1,57 m langer halbrunder Bahn gebogen und darauf unter derselben Stanze, aber einem anders geformten Theile ihrer Bahn oben zusammengedrückt.

Die so gebildete rohe Röhre kommt dann in einen aus drei parallelen Herden von etwas grösserer Länge, als die der Röhren, bestehenden und durch 5 oder 6 neben einander stehenden Formen seiner ganzen Länge nach auf Weissgluth erhaltenen Schweissofen. Nachdem die Röhre durch alle drei Abtheilungen des Ofens bis zur erforderlichen Hitze gekommen ist, erfolgt die Schweissung der bis jetzt offenen Längsnaht mittelst eines vor der dritten Abtheilung des Ofens befindlichen Ringes, den die Röhre zu passiren hat. Der Ring besteht aus zwei getrennten Hälften, einer unteren festen, und oberen, von einem Arbeiter mittelst Hebel niederdrückbaren. Die Röhre wird nämlich von einer Greifzange, welche in ein Glied der vor demselben Herde rotirenden Kette ohne Ende eingehängt wird, gefasst, durch den Ring gezogen und in diesem Augenblicke geschweisst. Dem jedesmaligen Kaliber der Röhre entspricht ein besonderer Schweissring. Die so erzeugte Röhre wird dann noch gerichtet, beschnitten und ein wenig gefeilt.

welche dieselben bei manchen Speisewässern erleiden, und der mannigfachen Schwierigkeiten beim Eindichten derselben und beim Abscheuern der daran sehr fest haftenden Kesselsteinkruste. Einen besondern Vorzug gewährt bei den eisernen Röhren der Umstand, dass dieselben aus gleichem Materiale mit dem Langkessel bestehen und daher bei den verschiedenen Hitzegraden eine annähernd gleiche Ausdehnung und Zusammenziehung erleiden.

Gezogene Röhren aus Bessemermetall sind in grossen Mengen noch nicht in Verwendung gekommen, sind aber in neuerer Zeit auf einigen Bahnen versucht worden.

Bei der im Juni 1878 in Stuttgart abgehaltenen VIII. Eisenbahn-Techniker-Versammlung wurde auf die gestellte Frage:

»Liegen neuere Versuchsresultate über Verwendung von Heizröhren aus Stahl statt solcher aus Eisen in Locomotivkesseln vor, namentlich in Bezug auf Kesselstein-Ansatz und Dichtung in den Rohrwänden?«

aus den nur von vier Verwaltungen eingegangenen Beantwortungen folgende Schlussfolgerung gezogen:

Die bisher mit stählernen Heizröhren in Locomotivkesseln erzielten Resultate lassen darauf schliessen, dass mit der Anwendung derselben weder in Bezug auf Verminderung des Kesselstein-Ansatzes, noch auch in Bezug auf bessere Dichtung in den Rohrwänden irgend welche Vortheile verbunden sind.

Für die Lieferung der Röhren ist unter den Bedingungen, die dafür zu stellen sind, die hauptsächlichste, mögen selbe von Messing, Eisen oder Bessemermetall verlangt werden, dass sie sich an den Enden durch Eintreiben eines Dornes in kaltem Zustande ohne zu reissen bis 6 resp. 3 mm auftreiben und ohne Risse zu bekommen niederstauchen lassen müssen.

Zum Schluss dieses Abschnitts dürfte es angemessen sein, die Gewichts- und Preisverhältnisse der üblichsten Locomotiv-Heizrohr-Dimensionen anzuführen.

Material.	Durchmesser		Wandstärke.	Gewicht per Meter-Länge	Preis	
	innerer.	äusserer.		Kilogramm.	ℳ	₰
Messing	47 mm	52 mm	2,5 mm	3,54	8	—
Holzkohleneisen	46,6 mm	52 mm	2,7 mm	3,275	3	30

§ 24. Befestigen und Dichten der Heizröhren. — Das Befestigen der Heizrohre und das Dichten derselben in den Rohrwänden ist für die Dauerhaftigkeit des Locomotivkessels von ganz besonderer Wichtigkeit.

Der Verschluss an beiden Rohrenden muss nicht allein wasser- und dampfdicht, unverrückbar und feuerbeständig sein, derselbe hat auch einen namhaften Druck, den die gespannten Kesseldämpfe auf die Wände ausüben, aufzunehmen und seinen dichten Abschluss unter den stark wechselnden Temperaturen und Spannungen im Feuerkasten und Kessel zu bewähren; überdies soll durch die Befestigungsart das Herausnehmen der Rohre nicht zu sehr erschwert werden.

Die Schwierigkeit, diese Bedingungen zu erfüllen, hat zu den verschiedenartigsten Methoden geführt, die theilweise sehr complicirt sind.

Auf den ersten Blick sollte es auch kaum scheinen, dass die einfache Rohrbefestigung und Dichtung, die bei den ersten ausgebildeten Locomotiven in Anwendung war und es theilweise heute noch ist, genügen könne, und es ist sehr begreiflich, dass im Drange der Verlegenheit, wenn durch schlechte Behandlung bei der Feuerung Lecken der Röhren eingetreten und die ungeübten Arbeiter deren Dichtung nicht dauerhaft herzustellen vermochten, nach solideren Befestigungsarten gesucht und die scheinbar solideste als die beste gewählt wurde, weil es schien, dass hier die Abhülfe am Platze sei.

Uebrigens nicht die Behandlung der Feuerung der Locomotive und die Art der Dichtung der Röhren allein, auch die Gattung, Qualität und physikalischen Eigenschaften des Brennstoffes und auch die Zusammensetzung der Speisewässer sind von wesentlichem Einfluss auf die Dauer und bestimmend für die Art der Befestigung.

Bei sehr unreinem Speisewasser empfiehlt sich bei Anordnung neuer Rohrwände die unteren Rohrzellen weiter zu legen und daselbst Röhren von kleinerem Durchmesser zu verwenden, um grösseren Raum für den sich im unteren Theil des Kessels ablagernden Schlamm zu gewinnen.

Es scheint unerklärlich, ist aber nichts desto weniger Thatsache, dass die bei der Donau-Regulirung bei Wien verwendeten französischen Locomotiven, welche am Suez-Canal und manchen Orts in Frankreich unbeanstandet Dienst thaten, mit Röhren aus Messing, die ohne Brandringe und ohne Kupferschuhe in die Wände eingedichtet waren, daselbst nicht zum Dichthalten gebracht werden konnten, selbst bei Verwendung ganz neuer von demselben Lieferanten bezogenen Röhren, bis die Bauunternehmung in ihrer Verlegenheit sich an eine Bahnanstalt wendete, welche die Röhren nach der in Oesterreich üblichen Methode mit Kupferstutzen dichtete, wonach die Anstände vollständig verschwunden waren.

Aehnliche Erfahrungen wurden mit eisernen Röhren gemacht, die ohne Kupferstutzen gedichtet waren, und mit messingenen, die versuchsweise ohne Brandringe und ohne Schuhe aus Kupfer eingesetzt wurden. Auch Brandringe allein ohne Kupferschuhe haben sich z. B. in Oesterreich nicht bewährt, während sie anderwärts anstandslos dichthalten.

Noch verschiedenartiger als die Methoden der Dichtung sind die Werkzeuge, welche zu dem Zweck in Anwendung standen und theils noch stehen.

Wir werden später sowohl die wesentlichsten Dichtungsarten, sowie die wichtigsten der verschiedenen dazu dienenden Werkzeuge der Reihe nach besprechen; vorerst wenden wir uns der Methode zu, welche die verbreitetste ist.

Verschiedene Methoden des Einziehens, das Befestigen und Dichten der Heizröhren.

Beim Einziehen der Heizrohre in neuen Kesseln ist der dichte Verschluss weit leichter herzustellen, als bei Kesseln, die durch längeren Betrieb schon gelitten, deren Wände nicht mehr ganz eben und deren Rohrlöcher nicht mehr vollkommen rund sind.

Wir werden von ersteren sprechen und Bemerkungen hinsichtlich der Dichtung bei älteren Kesseln folgen lassen.

Der Arbeitsvorgang bei der jetzt verbreitetsten und rationellsten Methode ist folgender:

Das mit einer der im 4. Bande X. Capitel beschriebenen Vorrichtungen auf die passende Länge abgeschnittene Heizrohr, welches an beiden Enden wohl ausgeglüht

Dieselbe hat den Zweck, die Wandung des Rohres in den Löchern auszuwalzen, zu strecken und durch die damit erzielte Erweiterung des Rohrdurchmessers dasselbe in der Wand festzuspannen und zu dichten.

Die Anwendung dieses Werkzeuges, welches in verschiedenen Constructionen im Organ 1867, p. 25 und 1870, p. 38 dargestellt und beschrieben ist, und im 4. Band X. Capitel § 12 abgebildet und beschrieben worden ist, bildet einen wesentlichen Fortschritt gegenüber dem früheren Vorgang beim Eindichten der Heizrohre mit weit unvollkommeneren Mitteln, unter welchen die Rohrwände vielfach Schaden litten.

Vorstehend ist ein nach oben beschriebener Methode eingedichtetes Rohr dargestellt. Fig. 84, p. 278.

Der Vorgang beim Eindichten ist derselbe auch bei Röhren, die mit Kupferstutzen angeschuht sind (Fig. 85, p. 278), und bei eisernen Röhren. Die Kupferschuhe, welche immer nur bei der Feuerkastenrohrwand in Anwendung kommen, sind in der Regel 110 bis 130 mm lang und in der Wandung 4 mm stark.

Es ist noch zu erwähnen, dass häufig die Löcher in der Rauchkastenrohrwand noch über das gedachte Maass ausgeweitet werden, was dann eine Erweiterung der Rohrenden vor dem Einziehen erforderlich macht.

Dann bedient man sich eines entsprechend geformten Dornes, der in das Rohrende bis zur erreichten Erweiterung eingetrieben wird.

Messingene Rohre werden zu diesem Behufe gut ausgeglüht, entweder in freiem Feuer oder in einem Glühofen; eiserne Rohre werden rothwarm gemacht.[19]

Fig. 86.



Fig. 87.

Vielenorts werden in die ohne Kupferstutzen befestigten Rohrenden noch bei der Feuerkastenrohrwand Brandringe eingetrieben, Fig. 86, welche den Zweck haben, das rasche Abbrennen der Rohrborde zu verhindern, sowie ein weiteres Mittel des dichten Verschlusses bieten sollen.

In früherer Zeit wurden diese Rohrringe allgemein zum Dichten der Heizröhren angewandt.

Die Erfahrung lehrte sehr bald, dass nicht nur die Ringe — dieselben wurden an beiden Enden der Röhren eingesetzt — an dem Feuerbüchsende vollkommen genügten, die Röhren an ihrem Platze zu halten, sondern dass diese in der vorderen Rohrwand sogar Nachtheile mit sich führten, indem sie erstens den Röhrenquerschnitt verengten und andererseits Veranlassung gaben, dass die Asche, Schlacken und kleine Kohlenstückchen, welche durch den Zug mit fortgerissen werden, vor den hervortretenden Ringen liegen blieben und die Röhren sehr bald verstopften. Auch erschweren die Rohrringe in der Rauchkammerwand das Reinigen der Röhren sehr.

Die Anwendung der Rohr-Aufwalz-Maschine dürfte die Rohrringe für Dichtungszwecke jedoch überflüssig erscheinen lassen, dagegen sind selbe allerdings ein gutes Mittel, Rohre, deren Borde schon abgebrannt sind, noch länger dienstfähig zu erhalten

[19] Zeitschr. des österr. Ingenieur- und Architecten-Vereins 1869, St. 3. Becker, Heizrohr-Werkst. der Nordbahn.

und werden daher häufig auch erst dann angewendet; sie haben aber jedenfalls den Nachtheil, dass der offene Querschnitt des Rohres unvortheilhaft verringert wird und wenn die Enden etwas weiter vorstehen, wie es erforderlich ist, wenn sie schützen sollen, Ansetzen von Schlackentheilen zu begünstigen.

Nicht selten werden daher auch gelöthete Ringe aus schwachem Kupferblech eingetrieben und deren Enden über das abgebrannte Rohrbördel umgebördelt, wodurch der Querschnitt weniger verengt und ein geringerer vorspringender Ansatz bei dennoch gutem Schutz gegen Abbrennen erzielt wird. Fig. 87, p. 279.

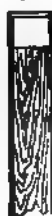
Fig. 88.



Fig. 89.



Fig. 90.



Sind Rohre in Locomotiven einzuziehen, deren Kessel schon gelitten und im Feuerkasten unrunde Löcher haben, so müssen zum Dichten andere Werkzeuge als die früher gedachten angewendet werden; die Aufwalzmaschine lässt sich dann in vielen Fällen nicht mehr gebrauchen, und ist man genöthigt den Federdorn (Fig. 88) anzuwenden, der mit der Feder in das Rohr eingeschoben, der Dorn darauf gesteckt und unter leichten Hammerschlägen im Kreise herumgeführt wird, womit ein Strecken der Rohrwandung erzielt wird, wie es die Aufwalzvorrichtung durch Pressen und Walzen erreicht.

Eine andere Construction ist in Fig. 89 (p. 280) dargestellt; bei diesem Werkzeug fehlt die Feder, es wirkt jedoch in gleicher Weise wie das erstere und wird auch in gleicher Art gebraucht.

Bei Kesseln mit deformirten unebenen Wänden sind Abmessungen der Längen der einzelnen Rohre erforderlich, wozu eine Messstange dient, die in Fig. 90 (p. 280) dargestellt ist; dieselbe wird in den Kessel eingeschoben und der Stellring befestigt, wenn das Ende der Stange eben ist mit der Aussenseite der Feuerkastenrohrwand, wonach dann für die Bördel noch in der Länge des Rohres zuzugeben ist.

Es würde zu weit führen, wollten wir uns hier auch mit den verschiedenen Arten von Reparaturen beschädigter Rohrwände und der Befestigung der Rohre in denselben beschäftigen, und beschränken uns darauf zu bemerken, dass es keinem Anstand unterliegt, Heizrohre auch in solchen Rohrwänden gut und dauerhaft zu dichten, deren Verbindungen zwischen den Rohrlöchern an einzelnen Stellen durchgerissen sind.

Derartige Arbeiten können übrigens nur von erfahrenen und geschickten Arbeitern hergestellt werden.

Indem wir nun zu den verschiedenen anderen Methoden der Rohrbefestigung übergehen, werden wir zunächst die relativ unvollkommenste, aber dennoch ziemlich verbreitete erwähnen. Dieselbe besteht darin, dass das auf die richtige Länge abgeschnittene, in schon gedachter Weise eingeschobene Rohr an beiden Enden durch Eintreiben conischer Dorne, von denen zwei und mehr in fortschreitender Grösse verwendet werden, aufgetrieben wird, um dasselbe zu erweitern und dadurch in der Wand zu dichten; das Niederstauchen der Enden und das Umbördeln, wo es in Uebung ist, geschieht wie schon beschrieben.

Es ist klar, dass durch diesen Vorgang die Rohrwände Schaden nehmen müssen, weil durch das erforderliche starke Eintreiben der conischen Dorne nicht allein die Rohrwandungen, sondern auch die Löcher erweitert und die umliegenden Röhren in ihrer Lage wieder gelockert werden. Häufig wurde, weil die Nachtheile zu sehr hervortraten, deshalb nicht ein Rohr nach dem anderen, sondern vier auf einmal aufgedornt, wodurch man den Nachtheil für die Wände verringern und eine bessere Dichtung erzielen wollte, ohne übrigens viel zu erreichen. Die Nachtheile für die Rohrwände bestanden in Einrissen in die Verbindungen zwischen den Röhren und Erweiterung der Löcher. Diese Methode der Rohrdichtung ist in allen besser geleiteten Werkstätten verlassen.

Eine bessere vor dem Gebrauche der Rohraufwalzmaschine vielfach übliche Methode hat die früher gedachten Werkzeuge (Fig. 88 u. 89, p. 280) zum Auftreiben der Rohre hervorgerufen; dieselben wirken weit zweckmässiger als die Dorne und lassen bei guter Handhabung keinen Nachtheil für die Rohrwände befürchten.

In ähnlicher einfacher Weise, wie vorher gedacht, doch noch in der Absicht, eine Vorkehrung gegen das Verschieben der Röhren zu treffen, sind Röhren nach Fig. 91 (p. 282) gedichtet, deren Löcher gegen aussen conisch erweitert sind.

Bei Fig. 92 (p. 282) sind überdies die Bördel nicht abgerundet.[20]) Die Erfahrung hat ergeben, dass sich dieselben rascher verzehren, als solche, deren Ecken mit dem Bördeleisen niedergestaucht, abgerundet sind.

Wir kommen nun zu Dichtungen weniger einfacher Art.

---

[20]) England; Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft, Kais. Elis.-Westbahn, Braunschw. Staats-Eisenbahn.

Zunächst erwähnen wir die in die Feuerkasten-Rohrwand eingeschnittenen Gewinde zum Einschrauben der Rohre in die Rohrwand; dieselben zeigten sich von vornherein als misslich, wegen der kostspieligen Ausführung und Erhaltung. Versuche wurden ausgeführt von der Gal. Karl Ludwigsbahn, Bayr. Ostbahn, Königl. Bayr. St.-B., Lemberg-Czernowitz B., wobei nicht übereinstimmende Resultate sich ergaben.[21])

Fig. 91. Fig. 92. Fig. 94. Fig. 95.

Fig. 93. Fig. 96.

Fig. 100.

Fig. 97. Fig. 98.

Fig. 99.

Das vorstehend abgebildete Profil, Fig. 93 (Braunschw. Eisenb.) hat probeweise Verwendung gefunden, wobei die Auftreibung des Wulstes mit einem der unten erwähnten expandirenden Dorne ausgeführt wurde.[22])

[21]) Fortschritte der Technik 1866 (I. Supplementband des Organs), p. 128. Referate 1868, p. 233, und III. Supplementband des Organs p. 155

[22]) Referate 1868, p. 233, und III. Supplementband des Organs p. 155.

Diese Form der Löcher in der Rohrwand, sowie auch die Schraubengewinde erschweren das Herausnehmen des Rohres.

Speciell für das leichte Auswechseln der Rohre eingerichtet, ist das von Langlois[23]) angegebene Verfahren. Das Wechseln einzelner Rohre soll binnen 10 Min. möglich sein, wodurch der Erfinder einen günstigeren Betrieb möglich machen wollte; es ist nicht bekannt und auch nicht wahrscheinlich, dass sich diese Methode bewährt habe.

Das hintere Rohrende wird bei diesem Verfahren einfach gut eingepasst und durch einen Dichtring gedichtet, das vordere aber durch angelöthetes oder eingeschnittenes Gewinde mittelst eines Schlüssels eingeschraubt. Soll das Rohr ausgewechselt werden, so wird ein besonderes Werkzeug am hinteren Ende eingeführt, wobei ein durch eine Feder angetriebenes Stück sich an den Ring stützt und nun beim Herausschrauben des Rohres beim vorderen Ende die Dichtung gelöst und das Rohr entfernt wird.

Aufgetriebene Wülste oder Ansätze (Fig. 94) oder angedrehte Achseln (Fig. 95, p. 282) dicht hinter der Rohrwand wurden vielfach als Befestigungsmittel für die Rohre versucht, doch ist man fast überall davon wieder zurückgekommen, da meistens der Erfolg die Arbeit nicht aufwog und bei gutem und sorgfältigem Einpassen der Rohre mit entsprechenden Werkzeugen eine weitere Sicherung gegen Verschieben entbehrlich wird.

Die von der Theissbahn angewendete Form (Fig. 96, p. 282) wird durch Anwendung einer besonderen Auftreibvorrichtung hergestellt.[24]) Das Eindrehen des Rohrendes zur Bildung einer Achsel wendet unter anderen die Württemb. Staatseisenbahn an (Fig. 95, p. 282).

Für eiserne Röhren wurde das Ein- und Umschweissen in der vorstehend abgebildeten Form zur Bildung eines Ansatzes empfohlen (Fig. 97 und 98, p. 282).

Es sei auch eines Mittels gedacht, das in einzelnen Fällen ganz gute Dienste leisten kann, namentlich wenn einzelne Rohre in beschädigten, schwer zu dichtenden Stellen einzuziehen sind.[25]) Es besteht darin, einen glühenden Eisenstab in das Rohr nach dem Einziehen zu bringen und nach der Ausdehnung durch die Erwärmung desselben umzubördeln, wodurch eine künstliche Spannung hergestellt wird.

Hinsichtlich des Schutzes der Röhren vor dem Abbrennen haben wir unter anderen Mitteln auch der Brandringe gedacht; dieselben sind aus Stahl oder Eisen geschmiedet oder gewalzt und in der Regel von 4—5 mm Stärke und 40 mm Höhe, (Fig. 99, p. 282).

Die Fabrikation solcher Ringe geschieht entweder durch Pressen oder Drücken. In Crewe (Northwestern-Bahn) durch ein kleines Walzwerk (von Webb construirt), in welches die Ringe vorgeschmiedet glühend kommen und zwischen drei Rollen vollendet werden.[26])

Drei Mann fertigen wöchentlich circa 2400 Ringe.

Ein anderes Mittel ebenso zum Schutz, als zur Herstellung eines dichteren Verschlusses besteht darin, dass $1^1/_2$ mm starke Kupferringe für das Feuerbüchsende dem

---

23) Armengaud, Gén. ind. 1868. Engineering vom 15. Mai 1868.

24) Referate 1866 und I. Supplementband des Organs, Tafel V, Fig. 2—7.

25) Organ f. d. Fortschr. d. Eisenb.-W. 1853, p. 31.

26) Armengaud, Génie ind. 1851, p. 296. Polyt. Centralbl. 1852, p. 105. The Engineer 1866, p. 176. Polyt. Centralbl. 1866, p. 506. Organ 1869, p. 214.

Messingrohre umgelöthet und zugleich mit umgebördelt werden, wobei das geschmeidige Kupfer die Dichtung erleichtert und das härtere Messing der mechanischen Abnutzung der Borde besser widerstehen soll.

Für eiserne Rohre wurden solche Kupferringe direct aufgegossen (Fig. 100, p. 282), um eine bessere dauerhaftere Dichtung zu erzielen, die bei eisernen Röhren in kupfernen Rohrwänden anders schwer zu erreichen ist.[27])

Ausserdem sind noch bemerkenswerth:

Cart's Dichtringe (1861) bestehen aus zwei metallenen Ringen, von denen einer schräg durchschnitten, eingelegt und durch den zweiten conischen, der eingeschraubt wird, ausgedehnt, in das Rohr und dieses in die Rohrwand eingedrückt wird.[28])

Ferner sind anzuführen Lloyd's Dichtringe[29]) 1864; dieselben sollen das Rohr zum Anliegen in das nach aussen und innen ausgerundete Loch in die Rohrwand bringen und zugleich als den Querschnitt nicht verengende Brandringe dienen.

Durch Anwendung von hydraulischem Druck oder durch Eindornen werden sie eingezogen.

§ 25. Verbindung des Langkessels mit der Rauchkammer. — Ganz in derselben Weise, wie man den Langkessel mit dem Feuerkasten vereinigt, wird auch meistens die Verbindung der oben genannten Theile hergestellt.

Da die Rauchkammer gewöhnlich gegen den Langkessel um etwas hervorspringt und hinten durch die ebene Rohrwand abgeschlossen wird, so bietet sich zur Verbindung dieser beiden Hauptconstructionstheile in dem einfachen Ringe von starkem Winkeleisen das geeignetste Mittel, welches man auch bis heute noch immer benutzt, falls nicht die ganze Construction und Form des Rauchkastens ein anderes Zwischenglied verlangt.

Der Kessel tritt mit seinem Ende, nachdem auf dasselbe der Winkelring genau aufgepasst, und solide — sehr oft mit doppelt versetzten Nieten — befestigt worden ist, stumpf vor die Rohrwand, und der andere Schenkel des Verbindungsringes wird auf die Wandfläche in derselben Weise aufgenietet. (Siehe Fig. 5 u. 6, Tafel VIII.) Seltener ersetzt man hier, sowie auch bei der am Schluss der ersten Abtheilung unseres Capitels abgehandelten ähnlichen Verbindung, den besonderen Ringflantsch durch einen direct am Kesselumfange ausgezogenen.

Obgleich die Längenanker im Kessel vorzugsweise den Zweck haben, indem sie an der vorderen Rohrwand und an der Hinterwand des Feuerkastens befestigt sind, diese beiden Wände abzusteifen, so machen sie doch einen Theil der in Rede stehenden Verbindung mit aus, weil sie die Vernietung z. B. der vorderen Rohrwand mit dem Kessel theilweise entlasten und gewissermaassen den Kessel zwischen den beiden Extremitäten, dem Feuerkasten und Rauchkasten, einklemmen.

Wird die Rauchkammer durch die Fortsetzung des cylindrischen Kessels gebildet, wie bei den Kesseln der Lastzugmaschinen von der Köln-Mindener Bahn (Fig. 3 u. 4, Tafel VIII), so fällt die besondere Verbindung als solche zwischen den beiden Theilen selbstverständlich fort, weil schon Zusammenhang da ist.

In diesem Falle wird die vordere Rohrwand kreisrund oder dem Kessel entsprechend hergestellt, mit einem umgebogenen Rande versehen und in den vorderen

---

27) Organ f. d. Fortschr. d. Eisenb.-W. 1864, p. 185.

28) Génie industr. 1861, p. 82. Polyt. Centralbl. 1861. 1379. Zeitung des Vereins deutsch. Eisenbahn-Verwaltungen 1861, p. 283. Organ 1861, p. 264.

29) Lond. Journ. 1865, p. 148. Polyt. Centralbl. 1864, p. 1258.

Theil des Langkessels, soweit dieser die Rauchkammer bilden soll, eingesetzt; siehe Fig. 3 und 4, Tafel VIII.

In ganz derselben Weise war die Rohrwand als kreisrunde Scheibe in den Langkessel befestigt, dabei jedoch die Rauchkammer noch als besonderer Theil mittelst Winkelring angesetzt; siehe Fig. 10, Tafel VIII, nach welcher die Construction von Maschinen der Oesterreichischen Staatsbahn in der Gloggnitzer Fabrik ausgeführt wurde.

III. Abtheilung.

Rauchkammer.

§ 26. Form, Construction und innere Einrichtungen. — Gewöhnlich tritt die Rauchkammer nur um so viel vor den Kesselwandungen hervor, als erforderlich ist, um die Verbindung beider durch den bekannten Winkelring gut ausführen zu können; dabei richtet sich jedoch die Grösse der Kammer auch nach dem erforderlichen inneren Raume, um die Dampfeinströmungs- und Ausströmungsröhren, welche meistens in derselben placirt sind, dort in gehöriger Weise befestigen zu können.

Bei den eben gedachten Rauchkammern bleiben die Seitenwände derselben bis über die Mitte des Kessels hinaus concentrisch mit dem letzteren, treten von hierab nach aussen heraus und setzen sich noch in geraden Flächen nach unten hin fort, bis sie 12—20 cm unterhalb des Kessels mit dem Bodenbleche zusammenstossen und auf diese Weise unten einen viereckigen Raum bilden. Oder aber die Seitenwände gehen in der horizontalen Mittellinie des Kessels in die Tangentenebenen des Wölbungskreises über und vereinigen sich später in derselben Weise, wie eben angeführt worden ist. Die Formen, welche dadurch entstehen, sind in den Figuren 101, 102 und 103 skizzirt.

Fig. 101.

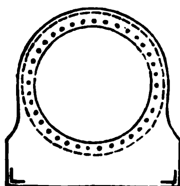


Fig. 102.

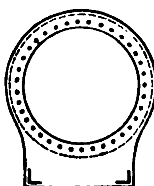
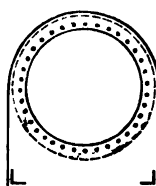


Fig. 103.



In neuerer Zeit lässt man auch öfters die Rohrwand und auch die Vorderplatte der Rauchkammer tiefer als der Boden (bis unter die Rahmplatten) nach unten gehen, welches den Zweck hat die Dampfcylinder besser befestigen zu können, sodass die vordere Partie der Locomotive eine solide Steifigkeit bekommt.

Die vierte Form der Rauchkammer ist die eines reinen Cylinders, ein Stück

vom Kesselcylinder oder ein etwas weiterer. — (Maschinen von Derosne & Cail in Paris, siehe Fig. 9 auf Tafel VIII.)

Der innere Raum war hier auf das Minimum beschränkt, was zulässig war, indem die Dampfröhren hier ausserhalb des Kessels zu liegen kamen. Die Dampfabführungsröhren traten seitlich durch die Rauchkammerwände hindurch und lagen nur mit einem sehr kurzen Theile, behufs ihrer vereinigten Ausmündung in den Schornstein, in derselben.

Selbstverständlich ist es, dass auch die Kessel aus zwei Cylindersegmenten, nach Rush's und Kessler's Patent mit Rauchkammern von ähnlichem Querschnitt, wie der des Kessels, versehen waren. Ueber die Construction der Rauchkammern werden wir im Wesentlichen die im Vorstehenden unterschiedenen Gattungen kurz besprechen. Zunächst besteht die Rauchkammer aus Vorder- und Hinter- oder Rohrwand, dieselben haben entweder umgebogene Ränder, oder sie sind ganz eben. In beiden Fällen wird das Deckblech — bestehend aus einer einzigen oder mehreren Platten — gebogen, und in die Form der Umfangsfigur der beiden Wände gebracht, dann die letzteren in den so gebildeten Rahmen eingesetzt und je nachdem die ebenen Wände mit Rändern versehen sind oder nicht, die Vernietung an diesen oder mittelst Winkeleisen ausgeführt.

Bilden die Rauchkammern unten einen eckigen Raum, so wird dieser durch einen besonderen Boden abgeschlossen. Die vordere Wand ist entweder mit einer kreisförmigen oder halbrunden Oeffnung versehen, deren oberer Rand stets ein wenig höher liegen muss, als die obere Rohrreihe, damit die Röhren bei Reparaturen etc. herausgezogen werden können. Die Oeffnung wird mittelst einer Thür verschlossen. Auf die Constructionen der Verschlussthüren werden wir weiter unten im § 27 zurückkommen.

Bei vielen Maschinen wird die Vernietung, welche bei der Verbindung des Kessels mit der Rauchkammer zur Anwendung kommt, mit der Eckvernietung von der Hinterwand der Rauchkammer durch ein und dieselben Niete bezweckt, dabei kommen dann sowohl zur einen als auch zur anderen Verbindung Winkeleisen zur Anwendung. Bei den cylindrischen Rauchkammern (Fig. 9, Tafel VIII) und denjenigen, wo der vorderste Kesselschuss einen Theil der Rauchkammer (Fig. 3, 4 und 10, Tafel VIII) bildet, besteht, wie schon erwähnt, die Rohrwand aus einer kreisrunden Scheibe, welche mit ihrem umgebogenen Rande genau in den Langkessel eingepasst wird.

Man hat die Wahl, diese Rohrwand entweder so einzusetzen, dass der Rand und die Vernietung im Innern des Langkessels, siehe Fig. 10, Taf. VIII, zu liegen kommt, oder der Rauchkammer zugekehrt ist, wie Fig. 3 und 9 auf Tafel VIII zeigt.

Die letztere Manier ist jedoch der ersteren insofern vorzuziehen, als die Vernietung besser verstemmt werden kann und dem Einrosten weniger ausgesetzt ist.

Einige eigenthümliche Einrichtungen, das Innere der Rauchkammer betreffend. — Seit der Einführung der Kohlenfeuerung bei Locomotiven haben namentlich die Rauchkammern sehr gelitten. — Besonders hervorzuheben sind unter den Uebelständen, welche infolge der Kohlenheizung herbeigeführt werden, die nachtheilige Wirkung der sich in der Rauchkammer ablagernden Kohlentheilchen, durch deren Entzündung die Zerstörung der Rauchkammerbleche und auch der in ihr liegenden Dampfröhren, so wie eine Hemmung des Luftzuges veranlasst werden.

Zum Schutze hiergegen hat man schon verschiedene Mittel anzuwenden gesucht. Dieselben bestehen:

1) in der Ausmauerung des Bodens der Rauchkammer mit Chamotte oder Cement und Ziegeln;
2) in der Anbringung schützender Doppelwände, aus Blech oder Gusseisen, welche bei mehreren Bahnen zu einem Kasten verbunden werden oder eine topfartige Form haben und sich mit ihrer oberen Kante an die Rauchkammerwände anschliessen, so dass das Einspritzwasser nicht in den Zwischenraum gelangen kann;
3) in der Anbringung von Klappen oder Schiebern, welche gestatten, die Rauchkammer auf jeder Station rasch zu entleeren.

Die Ausmauerung des Bodens hat nur theilweise befriedigende Resultate gegeben, auf einzelnen Bahnen hat sie sich als nutzlos erwiesen.

Auf sehr vielen Bahnen bringt man unter den Rauchkasten besondere Kasten zum Ansammeln der glühenden Kohlen an, die man dann durch Aufziehen eines Schiebers auf jeder Station ohne Mühe herausfallen lassen kann.

Auf der Sächsischen Staatsbahn führte man noch ein mit dem Kessel in Verbindung stehendes Wasserrohr quer durch diese Kasten für das Kohlenklein und zwar oben hindurch, dabei sind in dasselbe nach den Seiten und unten einige kleine Ausflusslöcher gebohrt, so dass das ausströmende Wasser nur den Kohlenkasten, nicht aber die Rauchkammer berühren kann. — Hiermit ist das beste Resultat erreicht worden und bleibt die Rauchkammer trocken.

Die Anwendung schützender Doppelwände in Kastenform hat gute Resultate gegeben und wird, wenn unmittelbar an den schützenden Kasten anschliessend, die unter 3) erwähnte Entleerungsöffnung angebracht wird, als ein ausreichendes Schutzmittel angesehen werden können. Dabei wird die Rohrwand wegen des bei kleinen Undichtigkeiten und dergleichen an derselben heruntersickernden Wassers noch durch eine besondere, fest anschliessende und an der oberen Kante abgeschrägte Kupferplatte von etwa 6,5 mm Dicke geschützt.

Nach mehrjähriger Erfahrung auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn sollen solche Kupferplatten, welche, die unteren Heizröhren umfassend, bis auf die Mitte der nächst höheren Röhren reicht und mittelst der Borde der hindurchtretenden Röhren festgenietet sind, ihren Zweck vollständig erfüllen. — Fig. 7 auf Tafel VIII zeigt die Anbringung dieser kupfernen Schutzplatten; dieselben wurden ausser der Vernietung *b b* am Winkelring der Rohrplatte noch durch die in halber Dicke der Rohrplatte eingeschraubten Bolzen *a a*, deren Köpfe nachträglich noch vernietet werden, wie der Durchschnitt Fig. 8 auf Tafel VIII erläutert, sowie durch die erwähnten Rohrbördel, fest mit der Rohrplatte verbunden, sodass keine Feuchtigkeit zwischen beide Platten eintreten kann. Auch die Techniker-Versammlung in Dresden, am 16. September 1865, erklärte sich mit dem Obigen einverstanden, jedoch haben andere Bahnen weniger günstige Erfahrungen hiermit gemacht, weil Kupfer und Eisen sich ungleich ausdehnt, dadurch Undichtigkeiten entstehen, das Wasser dann hinter die Kupferwand tritt und nun ungestört sein Zerstörungswerk beginnt. Der beste Schutz ist Reinhalten der Rauchkammer. — Die Bestrebung die Dampfröhren zu schützen führten schliesslich dazu, dieselben aus der Rauchkammer herauszuführen.

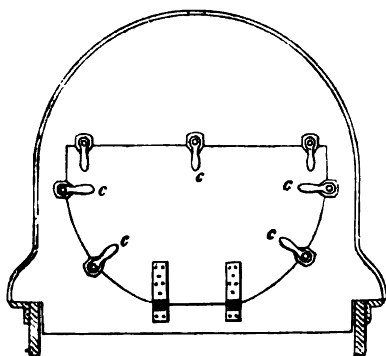
Bei allen in den letzten Jahren auf der Schweizerischen Nordostbahn eingeführten neuen Maschinen ist nach Construction des Obermaschinenmeisters Maey eine geneigte statt der bisherigen verticalen Rohrwand im Rauchkasten zur Anwendung gekommen, wie nachstehende Fig. 104 (p. 288) erläutert.

Diese geneigte Rauchkastenwand, welche trotz ihrer anscheinend schwierigen

Bei den älteren Sharp'schen Locomotiven war, wie nachstehende Fig. 105 zeigt, die Oeffnung in der Vorderwand nur gerade so gross, dass die Heizröhren ein- und ausgebracht werden konnten.

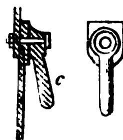
Die Thür aus 8 mm starkem Blech griff ringsum 13 mm weit über und schlug flach auf, an dem unteren schmalen Ende hing sie in einem Paar Scharnieren und wurde an der oberen geraden Seite durch drei, und an jeder der beiden gekrümmten Seiten durch zwei messingene von aussen an dem Rande der Vorderwand angebrachte und mit einer Nase über die Thür greifende Vorreiber *c c* (siehe Fig. 106 in grösserm Maassstabe) verschlossen.

Fig. 105.



Da die Oeffnung für die Thür nicht so gross war und die Vorreiber ausserhalb keiner Ausnutzung durch die Feuchtigkeit und Flamme ausgesetzt waren, so war der Verschluss dieser Thür ziemlich gut und dauerhaft, aber es zeigten sich, wenn einmal die Bleche der Vorderwand und Thür älter und dünner wurden, bei dem flachen Aufschlagen der letzteren ringsum strahlförmige, weisse Ränder, welches bewies, dass der Rauch austreten und Luft eintreten konnte. Die Thür hatte im Innern ein Schutzblech und war dadurch schwer; — ihr Gewicht und die Manipulation mit sieben Vorreibern machten das Oeffnen umständlich und lästig. — Die Verlegung der Scharniere nach oben, wie sie die Maschinenfabrik der Wien-Gloggnitzer Bahn anordnete, machte das Oeffnen noch beschwerlicher und konnte selbst gefährlich werden für die darunter beschäftigten Arbeiter.

Fig. 106.



Vor etwa 25 Jahren sind die auf Tafel VIII Fig. 9 dargestellten Thüren sehr in Anwendung gekommen. Diese sind rund, in der Mitte etwas convex. Zur Absteifung dienen kräftige Scharnierbänder. Der Uebergriff beträgt 20 mm.

Der Verschluss wird durch vier Riegel *r r*, die in Kloben geführt werden und sämmtlich mit einer in der Mitte drehbar befestigten Scheibe *s* verbunden sind, hergestellt. — Auf diese Riegel wirkt die Flamme und der Rost allerdings sehr nachtheilig, so dass bald ein fester Verschluss nicht mehr möglich ist. Die Ansetzung von Asche und Rost in der Verbindung der Riegel mit der Scheibe erschwert mit der Zeit sehr das Oeffnen.

Die ersten vollkommeneren Rauchkammer-Thürverschlüsse kamen im Jahr 1852 auf der Taunusbahn nach Angabe des Herausgebers dieses Werkes zur Ausführung. In Fig. 11 und 12 auf Tafel VIII ist eine solche Rauchkammerthür dargestellt.

Die Thür ist nur so gross, um zu allen Mündungen der Heizröhren zukommen zu können. Um die Thüröffnung in der Vorderwand ist ein zusammengeschweisster Rahmen von (52 mm) breitem (13 mm) starkem Flacheisen gelegt, derselbe bildet einen (13 mm) vorspringenden Anschlag für die Thür.

Die Thürflügel sind genau eingepasst, der eine Flügel ist jedoch etwas breiter und der schmälere innerhalb mit einer Schlagleiste für die mittlere Fuge versehen. In der Mitte der Thüröffnung ist auf dem grösseren Flügel der mit zwei Handgriffen versehene Hebel (*k*) mit einem Bolzen in einer von innen angenieteten Messingbüchse drehbar befestigt; derselbe hat bei (*o*, *o*) nach oben und unten einen kleinen Arm,

welchem die Riegel (*l*, *l*) drehbar verbunden sind. Diese Riegel finden in einer Oeffnung der Scharnierbänder (*h*, *h*) eine Leitung und greifen hinter die am oberen und unteren Rande der Thüröffnung angeschraubten Bügel (*m*, *m*). Zugleich bildet der Hebel (*k*) einen Vorreiber und greift hinter die Kaften (*n*, *n*). Zum Ein- und Ausbringen der langen Dampfeinströmungsröhren in den cylindrischen Kessel ist über der Rauchkammerthür die runde Oeffnung *r* angebracht, die durch eine von innen aufgeschraubte verdoppelte Scheibe wieder geschlossen wird, so dass dieselbe von aussen kaum zu bemerken ist.

Der Rauchkammerverschluss der Locomotiven von Ramsbottom hat Aehnlichkeit mit dem der Mannlöcher durch einen Bügel. Die Construction hat den Nachtheil, dass die Schraube im Innern der Rauchkammer dem Rosten ausgesetzt ist und durch Kohlenstaub beschmutzt, nur mit Hülfe des Hammers zu lösen ist.

Gerade wie man in Deutschland nach und nach zu der Ueberzeugung kam, dass es rathsamer sei, den Rauchkammerthür-Verschluss, statt innerhalb, ausserhalb anzubringen, so erkannte man dieses in Frankreich. — Wir geben in Fig. 15 und 16 auf Tafel VIII eine Skizze von einer auf der Französischen Nordbahn seit 20 Jahren eingeführten Verschlussconstruction, welche bei neueren Maschinen ebenfalls nachgebaut wird. Die beiden Thüren schlagen gegen einen auf die Vorderwand des Rauchkastens aufgenieteten Rahmen von Winkeleisen *d*, *d* und werden durch den oben und unten eingreifenden, mittelst des Excentrics *a* und des Griffes *b* bewegten Riegel *c* geschlossen.

Bei den neueren Locomotiven der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft sind die Rauchkammerthür-Constructionen wesentlich verschieden von den bereits besprochenen. Die Fig. 17 und 18 auf Tafel VIII stellt eine Vorderansicht und den Querschnitt einer solchen dar.

Die Thür ist aus dem eigentlichen Thürbleche und dem inneren Schutzbleche zusammengesetzt; beide sind, wie wir gesehen haben, gewöhnlich durch Stehbolzen mit einander verbunden, hier jedoch ist am Rande des Schutzbleches ein massiver Ring zwischen die beiden Blechtafeln genietet; die Thür hat einen entsprechenden Anschlag auf der Vorderwand der Rauchkammer und ist kreisrund. Der Verschluss besteht aus vier Riegeln, welche diametral von dem Mittelpunkte der Thürscheibe auslaufen und in entsprechende, an dem Rande der Thüröffnung angenietete Oesen einfassen. — Die Riegel liegen auf der äusseren Thürfläche und werden sämmtlich gleichzeitig durch einen Hebel bewegt, indem letzterer, auf dem nach aussen hervorragenden Kopfe eines im Mittelpunkte der Thür befestigten Zapfens angebracht, eine kleine, ebenfalls auf diesem Zapfen sitzende Scheibe, mit der die Riegel excentrisch verbunden sind, in Drehung versetzt, sowie letztere vor- und zurückschiebt. Die Details der Befestigungsart des Ringes zwischen dem Thür- und Schutzbleche, sowie die Aufhängungsweise der Thür ist aus den nachstehenden Holzschnittfiguren 107—110 (p. 291) zu ersehen. An Maschinen von Schichau ist die Construction ebenso oder sehr ähnlich ausgeführt worden.

In der Sigl'schen Maschinenfabrik werden die Rauchkammerthüren nach Art der auf Seite 289 beschriebenen und in Fig. 11 und 12 auf Tafel VIII abgebildeten, bei den Locomotiven der Taunus-Bahn zur Anwendung gelangten Verschlussthüren construirt, siehe Fig. 13 und 14, Tafel VIII.

Der Mechanismus zur Bewegung der Verschlussriegel, welcher auf der Anschlagleiste des einen der beiden Thürflügel ausserhalb der Rauchkammer angebracht ist, besteht in einem in der Skizze deutlich dargestellten Hebel, dessen Bewegung in der

verticalen Ebene erfolgt. Derselbe ist mit seinem obersten Gelenkbolzen an einen auf der Anschlagleiste befestigten, durch einen Längsschlitz im Riegel hindurchtretenden Lappen befestigt, woselbst der feste Drehpunkt des Hebels liegt; unter diesem liegt ein Gelenkbolzen, der durch eine Schiene mit dem am Riegel angebrachten Lappen beweglich verbunden ist, so dass bei einer Aufwärtsbewegung des Hebels der Riegel in die Höhe geschoben wird.

Fig. 107. Fig. 108. Fig. 109.





Fig. 110.

Ein sehr solider, einfacher und zweckmässiger Verschluss der Rauchkammerthüren ist in den letzten Jahren bei Locomotiven aus der Schwartzkopff'schen Fabrik hervorgegangen. Die Fig. 19 auf Tafel VIII und Fig. 104 p. 288 erläutern denselben. Die Thüre *a* ist rund und zur Versteifung convex ausgetrieben, sowie durch das Schutzblech *b* und den Zwischenring *c* verstärkt; dieselbe hängt an der einen Seite in kräftigen Scharnieren. Der Verschluss wird lediglich durch den Bolzen *d* in der Mitte der Thür bewirkt; derselbe wird in der aufgenieteten Büchse *e* und in einer Oeffnung des Schutzbleches *b* geführt und hat innerhalb der Rauchkammer einen flachen Kopf, mit welchem er durch einen länglichen Schlitz der horizontal oder vertical (siehe Fig. 104, p. 288) hinter der Thüröffnung im Innern angenieteten starken Querstange *f* durchtreten kann und mittelst des ausserhalb auf ein Viereck aufgesteckten Hebels *g* im Winkel von 90° gedreht, wie die Zeichnung andeutet, den Thürschluss auf das Kräftigste erzielt, nachdem mittelst des Schraubenrädchens *h* der Bolzen angezogen ist. In ähnlicher Weise ist bei den neueren Borsig'schen Locomotiven dieser Verschluss hergestellt, mit der Modification, dass das Schraubenrädchen *h* vor dem Hebel *g* liegt, was aber nicht so handlich ist.

IV. Abtheilung.

Armatur der Kessel.

§ 28. Sicherheitsventile. Allgemeines. — Die Construction derselben hat im Allgemeinen seit dem Beginne des Locomotivbaues wenig wesentliche Veränderungen erlitten. Dieselben werden jetzt gewöhnlich etwas grösser gemacht, als vor 20 Jahren der Fall war, wegen der stärkeren Verdampfungskraft, welche mit der Zeit von den Kesseln verlangt wurde. Obgleich die durch das Gesetz vorgeschriebenen Ventile bei Locomotivkesseln viel grösser sind, als sie nach der Dampfmenge, welche der Feuerfläche entspricht, nöthig wären, so ist es doch wiederholt vorgekommen, dass in Locomotivkesseln, deren Ventile abbliesen, eine viel höhere Spannung stattfand, als sie bei der Grösse der Ventile zu erwarten war. Es scheint daher aus Sicherheitsrücksichten nöthig, der Anordnung der Ventile eine grössere Aufmerksamkeit zuzuwenden und ihre Construction, sowie ihre Function genau zu prüfen.

Was die Form der Ventile, sowie der Ventilsitze anbelangt, so wird gewöhnlich der Ventilkegel mit drei Führungsrippen oder Flügeln versehen, und damit dieselben nicht bei der Bewegung in den Ventilsitz Nuthen einarbeiten, so sind sie an der betreffenden Kante noch mit kleinen Flantschen versehen.

Fig. 111.

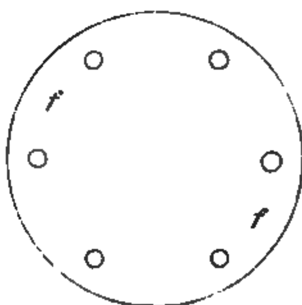


Fig. 112.

Siehe nebenstehende Fig 111 und 112, wobei *V* das Ventil, welches auf einem schmalen vorstehenden Rande *r r* des Ventilsitzes dampfdicht ruht, und in der in den Kessel eintretenden runden Verlängerung des Gehäuses durch die drei Flügel *a a* geführt wird.

Die Führung kann auch auf andere Weise hergestellt werden, z. B. wie in Fig. 1 und 4 auf Taf. IX. Das Ventil *v* hat einen Stift *s*, der in der dem Ventilgehäuse eingegossenen Rippe *r* geführt wird.

Bei der Construction mit Führungsrippen hat man diese früher öfters unverhältnissmässig stark gemacht (bis zu 10 mm), so dass durch dieselben eine sehr bedeutende Verminderung der freien Oeffnung herbeigeführt wurde.

Eine Stärke von 4—5 mm der Rippen genügt vollkommen, wobei die ringförmige Oeffnung beim Lüften des Ventils nur sehr wenig vermindert wird.

Der Uebelstand lässt sich ganz beseitigen, wenn man die Führungsrippen oben schräg abschneidet. Die Berührungsflächen der Ventile im Ventilsitze war in der Regel bei den meisten Maschinen zu gross; denn wenn auch die Grösse dieser Fläche bei vollkommenem Aufsitzen in Bezug des Druckes ohne Einfluss und beim Lüften des Ventils dem ausströmenden Dampfe nicht hinderlich ist, so wird doch die dadurch hervorgebrachte Vergrösserung des Ventils zur Folge haben, dass ein solches Ventil, bei welchem die Feder nach der Oeffnung des Ventilsitzes regulirt wurde, einmal aufgegangen, nicht mehr bei der Normalspannung zurückgeht, sondern offen bleibt, indem bei dem geöffneten Ventile dem Dampfe eine grössere Fläche geboten wird, als wenn es abgeschlossen ist, und in diesem Falle wird unnütz viel Dampf verloren. Bei der

Regulirung der Feder nach dem mittleren Durchmesser jedoch, was eigentlich geschehen soll, wird das Ventil sich zu spät öffnen.

Um beiden Uebelständen abzuhelfen, wäre der Neigungswinkel des conischen Ventils 45° und die Breite von 4 bis 5 mm nach der Richtung des Auflagers gerechnet anzunehmen. Es hat sich ferner häufig gezeigt, dass durch das Abdrehen und Einschleifen ausgefressener Ventile ein cylindrischer Ring zwischen der Führungsrippe und dem conischen Auflager entstanden ist, welcher den Austritt des Dampfes so lange hemmte, bis nicht das Ventil über diesen Ring gehoben wird.

Auf den Hannoverschen Staatsbahnen pflegte man die Ventilsitze nach einer Lehre auszudrehen, welche genau einer Druckfläche des Ventils von 12 Quadratzoll entsprach, wobei die Hebelübersetzung $^1/_{12}$ zur Anwendung kam. Diese Einrichtung hatte den Zweck, die Berechnung der Belastungsgewichte zu erleichtern.

Gewöhnlich werden die Sicherheitsventile bei Locomotiven in der Art angeordnet, dass ein oder zwei mit Federwaage versehene Sicherheitsventile auf dem Feuerkasten und ein verschlossenes mit Feder direct belastetes Ventil auf einem auf dem cylindrischen Kessel befindlichen Dampfdome angebracht ist.

Fig. 9 und 10 auf Tafel IX stellt die Construction und Anbringung der Sicherheitsventile auf einem dicht hinter dem Schornstein angebrachten Dome von der Maschine »Antée«, welche von Eug. Flachat für die Eisenbahn von Paris nach St. Germain gebaut wurde, dar.

Ein Messinggussstück war mit dem nach unten angegossenen Rohrstutzen *r* in die betreffende Oeffnung des Domdeckels genau eingepasst und mittelst der angegossenen Flantschen *f* ringsum angenietet. An das röhrenförmige Gehäuse *g* war für die Befestigung des Ventilhebels der Lappen *l* angenietet. Der Ventilkegel wurde durch vier Flügel in dem ausgedrehten Rohrstutzen *r* geführt und durch einen Stift *s*, welcher mit dem Hebel mittelst Gabel und Bolzen verbunden war, niedergedrückt.

Fig. 8 auf Tafel IX zeigt ein mittelst Spiralfeder direct belastetes Sicherheitsventil von einer durch Sharp & Comp. (Atlas-Works) in Manchester gebauten Tendermaschine. Der zur Führung und Stütze der Spiralfeder dienende Ventilstift *s* drückt mit seiner Spitze in eine tiefe Versenkung des Ventils, damit dieses immer sicher auf seinen Sitzen niedersinken und sich nicht ecken kann. Die Spannung der Feder und Belastung des Ventils wird mittelst des Bügels *b* bewirkt, der durch zwei mit Gelenk an den Ventilsitz angeschlossene Spannschrauben *c c* gleichmässig angezogen wird. Ein schornsteinartiges Messinggehäuse umschliesst die einfache Construction.

Früher wurden vielfach durch Blattfedern belastete Ventile angewandt, dieselben haben sich aber als ganz unzweckmässig erwiesen und sind nur selten wirklich thätig gefunden worden, weshalb dieselben gar nicht mehr ausgeführt werden.

In den zur Erläuterung des Vorstehenden beigegebenen Skizzen ist die allgemeine Form und Anordnung der Sicherheitsventile, wie sie noch heute gewöhnlich zur Anwendung kommen, dargestellt; dabei abgesehen von kleinen Verschiedenheiten hinsichtlich der Befestigungsweise und Gestalt des Ventilsitzes der Hebel und Belastung sowie der Führung des Ventilkegels u. s. w.

Die Technischen Vereinbarungen des V. D. E. V. enthalten über Sicherheitsventile noch folgende Bestimmungen:

§ 112. Jede Locomotive muss mit wenigstens zwei Sicherheitsventilen versehen sein, von welchen das eine so eingerichtet ist, dass die Belastung desselben nicht über das bestimmte Maass gesteigert werden kann.

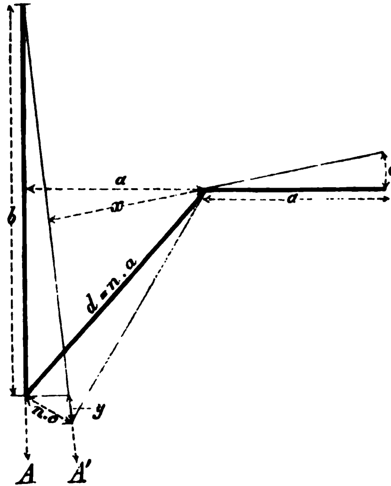
Die Anzahl der Spiralwindungen betrug $n = 14$.

Durchmesser der Spiralen $2r = 7{,}6$ cm, Durchmesser des Federstahls $d = 1{,}3$ cm, Belastung der Feder $P = 424{,}14$ kg, grösste zulässige Belastung P (max) $= k\frac{\pi d^3}{16r} = 752{,}5$ kg, wobei $k = 6632$ kg pro qcm genommen ist (für gehärteten Gussstahl). Verlängerung der Feder für $P = 424{,}14$ kg, $\delta = \frac{64 \cdot nP \cdot r^3}{g \cdot d4} = 9{,}7905$ cm, wobei $g = 745463$ kg (gehärteter Gussstahl) Länge der mit P belasteten Feder bei 1,5 mm Raum zwischen den Spiralen.

$$L = 14 \cdot 1{,}3 + 13 \cdot 0{,}15 + 9{,}7905 = 30{,}4 \text{ cm}.$$

Grösster Hub des Ventils: $c = 6{,}3$ mm. Das Hebelverhältniss soll so gewählt werden, dass die Gleichung $A \cdot 3 = 424{,}14 \cdot 3 = A_1\, x$ erfüllt wird. Für eine Verlängerung der gespannten Feder von $g = 0{,}61$ cm 305 wird $A_1 = A + \Delta A = 424{,}14 + 34{,}15 + 68{,}30 = 458{,}29$ kg, mithin $x = \frac{424{,}14 \cdot 3}{458{,}29} = 7{,}05668$ cm.

Fig. 113.



Für das vorstehend (Fig. 113) skizzirte Hebelverhältniss wird nun aber

$$y = \sqrt{b^2 + (nc)^2 + \frac{bc}{a}\left(\sqrt{4a^2 - c^2} - c\sqrt{n^2 - 1}\right)} - b,$$

$$x = \frac{b^2 + (b+y)^2 - (nc)^2}{2b\,(b+y)}\left[\frac{2a^2 - c - c\sqrt{(4a^2 - c^2)\,(n^2 - 1)}}{2a}\right] +$$

$$\sqrt{1 - [b^2 + (b+y)^2 - (nc)^2]^2} \times \left(\frac{(2a^2 - c^2)\sqrt{n^2 - 1} + c\sqrt{4a^2c^2}}{2a}\right),$$

worin folgende Zahlenwerthe einzusetzen sind: $a = 7{,}6$ cm, $n = 3{,}6$ cm, $b = 45{,}75$ cm, $nc = 0{,}9$ cm, $c = 0{,}63$ cm, $na = 10{,}75$ cm; es ergiebt sich daraus dann $y = 0{,}61305$ cm, $x = 7{,}077525$ cm.

Der Druck auf das um 0,63 cm gehobene Ventil beträgt also:

$$\frac{A1 \times x}{a} = \frac{458{,}29 \times 7{,}077525}{7{,}6} = 425{,}78 \text{ kg},$$

wird also um 1,64 kg erhöht, was zulässig ist.

4) Verschlossenes Doppelsicherheitsventil. Um die Sicherheitsventile den willkürlichen und unverständigen Mehrbelastungen seitens der Maschinisten vollständig zu entziehen, hat die Kesselarmaturenfabrik Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover das auf Tafel IX in Fig. 7 dargestellte Doppelventil construirt. Die Ventile liegen in einem geschlossenen Kasten *A*, welcher für den Dampfabzug in dem Deckel mit Oeffnungen *b b* versehen ist. Die Ventilstangen *D* sind innerhalb des Kastens mit einem scheibenförmigen Ansatz *d* versehen, um die Ventile von Zeit zu Zeit mittelst der Hebel *c*, welche auf den nach aussen vortretenden horizontalen Wellen *B* aufgeschraubt sind, lüften zu können. Die Belastung der Ventile wird durch die kräftigen Spiralfedern *F* bewirkt, welche in besonderen Gehäusen *E* eingeschlossen sind und durch die Schrauben *f* regulirt, sowie mittelst Gegenmuttern festgestellt werden. Die Gehäuse *e*, *e*, welche mittelst Durchsteckbolzen und Vorhängschloss verschlossen werden, lassen eine Aenderung der Belastung seitens der Maschinisten nicht zu, während die Feder *F* durch eine am Boden des Gehäuses *E* eingelegte Gummiplatte *a* vor Dampfzutritt und Rost geschützt ist, indem sich die Gummiplatte mit der Stange *D* hebt, dagegen das Gehäuse fest und stille steht.

§ 30. Belastung der Ventile. — a. Allgemeines. Da der direct auf das Ventil eines Dampfkessels wirkende Druck abhängig ist von zwei Factoren, nämlich der Fläche des Ventils und der Dampfspannung und mit der Grösse des ersteren der Grad der Sicherheit wächst, von der letzteren aber die Leistung der mit dem Kessel zu betreibenden Maschine abhängt, so liegen die Bestrebungen nahe, beide Factoren so gross als möglich zu machen.

Der Querschnitt der freien Ausströmungsöffnung nun ist in den meisten Ländern vorgeschrieben nach den die Leistungsfähigkeit eines Kessels bedingenden Angaben über Dampfspannung und Heizfläche. Diese letztere wird nun bei den Locomotivkesseln sehr gross im Vergleich zu der bei stationären Kesselanlagen, und somit ergiebt sich auf die Ventile stets ein enormer Druck, dem natürlich, wenn man nicht unnütze Dampfverluste haben will, und die vorgeschriebene Spannung wirklich erreicht werden soll, das Gleichgewicht bis zur Maximalspannung zu halten ist.

Man unterscheidet nun bei den Sicherheitsventilen eine eigentliche directe Belastung, entweder durch Gewicht oder Feder, oder eine indirecte mittelst Hebel, ebenfalls durch Gewichte oder Federspannung erzeugte. Bei der directen Belastung werden, wenn Gewichte zur Anwendung kommen, diese immer sehr gross, und der ganzen Ventilanordnung dadurch beschwerlich fallen; man überträgt deshalb den Druck durch einen Hebel, wie es allgemein üblich ist bei den stationären Kesseln. Obgleich nun das Gewicht vor der Feder den Vorzug hat, dass es einen constanten Druck ausübt, die Spannung der Feder aber mit der Vergrösserung des Hubes zunimmt, so sind doch bei den Ventilen der Locomotivkessel bis jetzt vorzugsweise die Federbelastungen in Anwendung gekommen und nur in einzelnen Fällen durch Gewichte ersetzt worden.

Die gewöhnlichste Einrichtung letzterer Art ist in Fig. 17—20 auf Tafel IX dargestellt, dieselbe kam zuerst nach den Angaben des Maschinendirectors Kirchweger bei einer Locomotive mit vier gekuppelten Rädern von J. Egestorff in Hannover (Fabrik-Nr. 62), welche auf der Münchener Industrieausstellung (1854) ausgestellt war, zur Anwendung. Kirchweger's Methode besteht in Anbringung einer als Gewicht dienenden gusseisernen Scheibe *a*, Fig. 17 u. 18, welche durch die beiden parallelen 22 mm starken runden Führungsstangen *b*, die auf dem Kessel befestigt sind, sicher geführt wird; die Scheibe ist hohl und mit Blei ausgegossen, so dass

sie genau das erforderliche Gewicht hat. Damit dies Gewicht bei den Bewegungen der Maschine nicht vibrirt, sind in die Leitbüchsen der Führungsstangen *b* noch Kautschukscheiben eingelegt, und die Mutter *c*, der Stange *d*, mittelst welcher das Gewicht an dem Ventilhebel *e* aufgehängt, ist eigenthümlich construirt, indem sie aus den doppelten sich über einander schiebenden Messingbüchsen *f*, *g* besteht, in deren Höhlung eine kleine Schneckenfeder *i* liegt. Durch die eben erwähnte Mutter ruht die Stange *d* nicht unmittelbar auf dem Ende des mit einem Auge versehenen Ventilhebels, sondern es liegt noch die mit einem Kamm nach unten versehene kleine Metallscheibe (Fig. 20) dazwischen, damit das Spiel leicht und richtig stattfinden kann.

Nach den Vereins-Bestimmungen deutscher Eisenbahnen soll die Belastung der Ventile so beschaffen sein, dass denselben eine verticale Bewegung von wenigstens 3 mm möglich ist.

Die jetzt allgemein wieder aufgenommene Belastungsmethode besteht in der Feder, welcher wir im Folgenden unsere Aufmerksamkeit zuwenden wollen.

In Bezug auf die directe Federbelastung verweisen wir auf das Domventil bei den Maschinen von Sharp & Comp. in Fig. 8 auf Tafel IX, sowie auf die Belastungsweise der p. 294 beschriebenen Ventile von Ramsbottom und Kitson Fig. 1—6, Tafel IX).

b. Federwaagen. Dies Instrument vertritt bekanntlich die Stelle eines Gewichts bei den Sicherheitsventilen, indem die Spannkraft der Feder auf das längere Ende des Hebelarms wirkt und mit Rücksicht auf das Hebelverhältniss dem Dampfdrucke auf das Ventil das Gleichgewicht hält.

Die einfachste Construction einer Federwaage besteht in einer cylindrischen Hülse, in welche eine Spiralfeder eingelegt ist. An beiden Enden ist die Hülse verschlossen und am unteren zugleich zum Befestigen eingerichtet, während der obere Deckel durchbohrt ist, um die Stange, welche die Verbindung der Feder mit dem Hebel des Ventils vermitteln soll, hindurchzuführen.

Die Einrichtung ist entweder so, dass die Feder gespannt wird durch ihre Verlängerung oder Verkürzung, gemeiniglich jedoch ist ersteres der Fall.

Die nachstehende Fig. 114 (p. 298) stellt eine solche Federwaage im Durchschnitt dar. Wird die Mutter über dem Hebelende *m* angedreht, so wird die Feder, wenn das Stück *s* festgehalten wird, aus einander gezogen und dadurch gespannt.

Das Stück *s* hat gewöhnlich eine Scala, welche den Druck pro Flächeneinheit angiebt. Sie wird einfach in der Weise angefertigt, dass man die aufgehängte Federwaage mit Kilogrammenstücken belastet. In derselben Weise wird sie nach längerm Gebrauche auf Richtigkeit controlirt.

Um das Ventil gegen willkürliche Mehrbelastung zu sichern, bringt man zwischen Hebelarm und Messingbüchse *H* eine die Schraube umschliessende Controlhülse *h* an, welche die weitere Andrehung der Mutter und damit die Mehrbelastung des Ventils verhindert. Diese Hülse muss an beiden Enden mit einem Stempel versehen sein, damit von derselben nichts abgefeilt werden kann, ohne dass es bei der Revision bemerkt wird; zu dem Ende wird sie öfters auf der Messingbüchse festgelöthet, auch wird wohl die ganz genaue Länge in dem Revisionsprotocolle und auf der Hülse selbst bemerkt.[30])

---

[30]) Bei allen diesen Vorsichtsmaassregeln macht die Controlhülse eine Mehrbelastung nicht durchaus unmöglich, denn wenn ein dünnes Metallblättchen unter die Schneide der Unterlegscheibe von der Mutter *m* gelegt und dann die letztere angeschraubt wird, bis das Hebelende fest aufliegt, so ist das Ventil auch überlastet, worauf bei Revisionen zu achten ist.

kleinen Schrauben von einem gabelförmigen Hebel gefasst, welcher, nach aufwärts abstehend, seinen Drehpunkt in einer an dem unteren Hülsentheile befestigten Stütze hat, und an dem entgegengesetzten Ende mit einem verschiebbaren Gewichte belastet ist.

Ueber der Spiralfeder im Gehäuse trägt die obere Schraubenspindel eine Scheibe, auf welcher der erwähnte Haken mit einem einwärts gebogenen Fusse ruht; sobald der Dampf nun mit voller Spannung wirkt, zieht der Hebel die obere Schraubenspindel nach, und mit ihr die kleine, eben angedeutete Scheibe; diese hebt den Fuss des Hakens, und letzterer verlässt die in beiden Hülsen unter den Ansätzen angebrachten Einschnitte, und macht so die beiden Hülsen verschiebbar; sobald dies geschehen ist, kommt das Gewicht an dem kleinen Hebel zur Wirkung, hebt den oberen Hülsentheil und übt dabei einen Druck unter dem Ventilhebel aus, und hebt auf diese Weise die Spannungszunahme der Feder auf, so dass der Gegendruck auf das Ventil nahezu als constant angesehen werden kann.

Sobald die Dampfspannung wieder sinkt, wird die obere Spindel, sowie der obere Hülsentheil wieder niedergezogen, das Gegengewicht gehoben; der Haken fasst infolge des Druckes der kleinen Feder wieder in den Schlitz der beiden Hülsen ein und macht dadurch das Gegengewicht wieder unwirksam. Ausserdem ist an den Hülsen eine Scala und an jeder Schraubenspindel ein Zeiger angebracht, welcher die Spannung der Feder anzeigt.

b) Von mehr Werth und Interesse ist die Federwaage von Meggenhofen, nach deren Princip noch jetzt die Federwaagen construirt werden.

Die ganze Vorrichtung ist eine Federwaage gewöhnlicher Construction, jedoch so verändert, dass die Stahl-Spiralfeder nicht unmittelbar, sondern erst durch Vermittelung eines eingeschaltenen Hebelwerks an dem Ventilhebel befestigt ist, und durch dieses letztere während der Lüftung des Ventils zwar eine grössere Spannung erleidet, allein keinen grösseren als den normalen vorher bestimmten Zug auf den Ventilhebel äussern kann.

Die Idee dieser Construction soll allerdings schon im Jahre 1842 von Charles Pemberton in Woolwich durch die Zeitschrift »the Practical Mechanic Engineer's-Magazin« veröffentlicht worden sein, aber weder in England noch auf dem Continente zu jener Zeit weitere Beachtung gefunden haben.

Die Construction ist nach dem Principe ausgeführt, dass die statischen Momente der Dampfkraft und der entgegenwirkenden Federkraft in Bezug auf den Drehpunkt des Winkelhebels in jeder Lage des Ventilhebels einander gleich werden, und ferner ist die Einrichtung eine solche, dass während der Lüftung des Ventils zugleich der Drehpunkt des Winkelhebels selbst sich nach einem Kreisbogen verrückt, und dadurch alle Theile eine solche Bewegung annehmen, dass ungeachtet der stetigen Zunahme der Federspannung dennoch eine beinahe constante Spannung des Dampfes zur Bewirkung des Gleichgewichts erfordert wird. Die Einrichtung lässt sich mit Hülfe der Fig. 13 bis 16 auf Tafel IX in Kürze, wie folgt, beschreiben.

Die Federwaage besteht zunächst aus der gewöhnlichen Spiralfeder, welche von zwei in einander geschobenen Hülsen, wovon jede die Länge der gespannten Feder hat, eingeschlossen ist.

Die innere Hülse ist oben offen, unten geschlossen, und an einer Schraubenspindel, welche die Feder an ihrem unteren Ende fasst, durch eine Mutter an dem Kessel befestigt. Gleichzeitig ist die Spindel und folglich das ganze Instrument an dem Befestigungspunkte in der Ebene des Ventilhebels drehbar.

Federplatte mittelst angelötheter Warze das messingene Kugelgelenk *k* angeschraubt, welches am anderen Ende durch das Stängchen *s* mit dem verzahnten, bei *i i* in Zapfen gelagerten, Segment *v* in Verbindung steht und von hier auf die Zeigerachse *z* übertragen wird. Auf der Zeigerwelle *z* ist noch eine kleine Spiralfeder *t* angebracht, welche den Zeiger empfindlicher machen soll. Auf diese Weise wird der von der Dampfspannung auf die Plattenfeder *f* ausgeübte Druck, durch welchen die letztere in den Raum *c* gedrängt wird, auf das Zahnsegment übertragen und die Zeigerwelle *z* mit dem auf einer Scala die bezeichnete Spannung des Dampfes markirenden Zeiger *x* in Umdrehung versetzt. Durch die kleinen Schrauben *o o* kann ein mit dem Stängchen *s* gelenkartig verbundenes Messingklötzchen in dem Rahmen *r* verschoben und so das Hebelverhältniss des Zahnsegments *v* verändert werden, um beim Nachlassen der Stärke von der Plattenfeder *f* oder beim Auswechseln derselben die Scala stets richtig einstellen zu können.

Bei dem eben beschriebenen Manometer haben in neuester Zeit Schäffer & Buddenberg in Magdeburg eine verbesserte Beleuchtungsweise des Zifferblattes nach System Rau in Anwendung gebracht, indem man durch die bisher angewandte Art und Weise die Manometer des Nachts durch eine in möglichster Nähe angebrachte kleine Laterne zu beleuchten, bei dem flackernden und abgeschwächten Lichte stets einen das Auge ermüdenden Schatten der Nadel bemerkte. Diesen Uebelstand hat Ingenieur Ed. Rau durch seine patentirte Vorrichtung beseitigt.

Statt des undurchsichtigen Zifferblattes ist bei *p* ein transparentes, mit Papier beklebtes Glaszifferblatt angebracht, welches bei Tag weiss erscheint und von dem sich die schwarzen grossen Ziffern gut abheben, während sie bei Nacht mit grösster Schärfe auch die kleinsten Eintheilungszeichen der Atmosphären erkennen lassen.

Im Innern des Manometergehäuses befindet sich eine praktisch construirte Oellampe *q*, welche seitlich in das Gehäuse in eine solide Führung *n* eingeschoben wird, und vor dem Erlöschen durch die Klappe *u* und den Dunstabzug bei *w* geschützt ist, während hinreichende Luft durch die Löcher bei *m* hinzutreten kann. Bei *n n* sind ebenfalls Luftlöcher vorhanden, um das Zifferblatt kalt zu erhalten.

Bei den Röhrenfedermanometern werden dünnwandige Gefässe von innen dem Dampfdruck unterworfen, infolge dessen dieselben eine Formveränderung erleiden und den Dampfdruck auf einer Scala anzeigen. Der erste, welcher die elastischen Gefässe hierzu benutzte, war Schinz, und seine Erfindung besteht in einem Manometer, bei welchem der steigende Dampfdruck in einer spiralförmig gebogenen Messingröhre wirkte. Dieselbe war, bei elliptischer Querschnittsform an einem Ende verschlossen. Die längere Achse ihres Querschnittes lag normal zur Windungsebene. Beim Eintritt des Dampfes in die Röhre wurden die Spiralwindungen erweitert und dadurch entfernte sich das freie Ende der Röhre vom Mittelpunkte der Spirale. Diese Bewegung des Endpunktes der Röhre wird durch Hebel oder eine kleine Zahnstange mit Zahngetriebe in eine Drehbewegung verwandelt und auf einen Zeiger übertragen, der den auf einer Scala bezeichneten Druck im Kessel angiebt. Schinz übertrug seine Erfindung dem Mechaniker Rahskopff in Koblenz, und letzterer entnahm ein Patent auf die Ausführung.

Das Manometer von Schinz ist abgebildet in den Fig. 3 und 4, Tafel X. Der Mitnehmer *d* überträgt die Bewegung auf ein Schraubenrad und dieses bewegt die Zeigerwelle.

Metallisches Manometer von Bourdon. — Die Manometer von Schinz führen auch wohl den Doppelnamen »Bourdon-Schinz'sche«. — Bourdon zeigte

kurze Zeit darauf als das Princip von Schinz in's Leben getreten war, dass eine nach Art des Bohrers gewundene Röhre von ebenfalls ovalem Querschnitte die Schinz'sche Röhre ersetzen könne; nach der in Fig. 2 bis 5, Tafel XI, gegebenen Zeichnung besteht Bourdon's Construction aus der schraubenförmig gewundenen Röhre A, deren Querschnitt A_1 Fig. 4 darstellt; diese geht unten in eine cylindrische Form und oben in eine geschlossene Spitze aus, an welcher direct der Zeiger befestigt ist. Die Röhre ist in eine weitere eingeschlossen, welche mit ihrem Fusse am Kessel angebracht ist und die oben ein die Scala und die Zeiger einschliessendes Gehäuse trägt.

Beim Einströmen des Dampfes in die gewundene Röhre erhält diese das Bestreben, ihre Windungen aufzudrehen und die Schraubenform zu verlassen, wodurch natürlich eine Drehung um die verticale Achse erfolgen muss; diese Drehung nun concentrirt sich, da das untere Ende der Röhre befestigt ist, auf das obere und somit auf den Zeiger ohne weiteren Zwischenmechanismus, wie Hebel oder Zahnsegmente. Es wurden an diesem Manometer von Bourdon auch noch zugleich zwei wichtige Vorkehrungen getroffen, nämlich: zwei feste Zeiger $d1$ und $d2$, welche die Maximal- und Minimalspannung markirten, und ein linsenförmiges Gehäuse, bestehend aus den beiden Theilen I und I^1 (Fig. 5) zwischen der gewundenen Röhre und dem Dampfhahne C. Dieses Gehäuse wird eine zwischen den Verbindungsflantschen desselben mit befestigte dünne Membrane aus Kautschuk in zwei Räume getheilt. Es dient diese Einrichtung zum Schutze des Instruments vor den Einflüssen heftigen Frostes, indem man die Manometerröhre mit der angrenzenden Abtheilung in dem Linsengefässe mit einer Flüssigkeit füllt, die bei den entsprechenden Kältegraden noch nicht gefriert.

Der Hahn unter der Linse ist ein Dreiweghahn, durch welchen das in der andern Abtheilung der Linse befindliche Condensationswasser abgelassen werden kann.

Diese Manometer von Bourdon fanden beispielsweise allgemeine Anwendung bei den 1854 für die französische Nordbahn nach System Engerth und aus französischen Etablissements gelieferten Locomotiven.

Auch der schon erwähnte Cuny brachte eine Verbesserung an dem Schinzschen Manometer an, indem er statt der mehrfach spiralförmig gewundenen Röhre nur eine solche mit kaum einer Windung, aber mit einem grösseren Querschnitte anwendete, und den Bewegungsmechanismus zweckmässiger anordnete, um die Stellung des Zeigers beim Nachlassen der Spannung der Röhre reguliren zu können. Die Röhrenfeder dieser Manometer füllt sich nämlich mit der Zeit mit Schlamm an, wodurch die Beweglichkeit nicht dieselbe bleibt, so dass ein solches Manometer nach längerem Gebrauche Neigung bekommt, eine geringere Dampfspannung anzuzeigen, als in Wirklichkeit vorhanden ist. Ausserdem müssen die Manometer im Winter gut gegen die Kälte geschützt werden, da sonst das Condensationswasser in der Röhre friert und letztere gesprengt wird. In dieser Beziehung sind jedenfalls die Plattenfeder-Manometer vorzuziehen.

§ 32. Quecksilber-Manometer für Locomotiven. — Primavesi und Schäffer in Magdeburg haben bei ihren Manometern mit elastischer Stahlplatte auch gleichzeitig Quecksilber angewandt, jedoch nicht damit der Stand desselben in einer Röhre direct den Dampfdruck anzeige, sondern das Quecksilber vermittelte nur den Druck des Dampfes auf die Stahlplatte, da infolge der Berührung der beiden letzteren die Stahlplatte leicht verrosten würde.

Ferner entnehmen wir aus einem Bericht des Herrn Baude die Construction eines von Journeux nach dem Systeme Galy-Cazalat angefertigten Manometers

für Locomotivkessel, Fig. 5, 6 und 7, Tafel X. Um nämlich die Höhe der Quecksilbersäule, welche bei einem Drucke von *n* Atmosphären immer gleich ist (76 *n*) Centimeter zu reduciren, brachte Galy-Cazalat das Princip der Wassersäulenmaschine in Anwendung, welches bekanntlich darin besteht, dass die Höhen von zwei Wassersäulen, welche auf verschiedene Kolbenflächen wirken und sich das Gleichgewicht halten, im umgekehrten Verhältnisse zu den Kolbenflächen stehen.

Unter einem Kolben vom Durchmesser *C* wird der Dampf durch eine gebogene Röhre geleitet und auf der Kolbenfläche vom Durchmesser *c* ruht die Quecksilbersäule, deren Behälter oben mit einer Röhre versehen ist.

Die Höhe *h* der Quecksilbersäule, welche einem Atmosphärendrucke das Gleichgewicht hält, findet man aus der Proportion $76 : h = c_1^2 : c^2$. Wird also z. B. $h = 4$ cm angenommen, so muss das Verhältniss der Kolbenfläche sich wie 19 : 1 stellen.

Dampf und Quecksilber äussern ihren Druck zunächst auf zwei Scheiben von vulkanisirtem Kautschuk; damit die Drücke des Dampfes und Quecksilbers genau im Verhältniss zu den Kolbenflächen bleiben, muss die Bewegung des Kolbens sehr klein sein, da sich im anderen Falle die Scheiben sehr ausdehnen würden. Wäre beispielsweise die Druckhöhe für eine Atmosphäre-Spannung 44 mm, der Kolbendurchmesser 52 mm und derjenige der Röhre 3,5 mm, so resultirt für eine Spannung von 7 Atmosphären als Kolbenhub $\frac{7 \cdot 44 \cdot (3,5)^2}{52^2} = 1,38$ mm.

Der untere Theil des Quecksilbergefässes steht mit der äusseren Luft in Verbindung, so dass das Manometer den absoluten Dampfdruck im Kessel angiebt.

Durch eine kleine, mittelst einer Schraube verschliessbare Oeffnung wird Quecksilber bis zu einer Höhe von ein oder zwei Centimeter in der Röhre in das Gefäss gebracht.

Die Eintheilung der Scala erhält man dadurch, dass man auf den kleinen Kautschukdeckel eine Wassersäule wirken lässt, deren Druckhöhe durch ein langes offenes Manometer bestimmt wird.

Die Fig. 5 auf Tafel X stellt eine Vorderansicht des kurzen offenen Manometers, Fig. 6 daselbst eine Seitenansicht und Fig. 7 einen Verticalschnitt dar. In letzterer ist die Röhre, welche die Dampfverbindung zwischen Instrument und Kessel herstellt, mit *a* bezeichnet, *b* ist das aus zwei Theilen bestehende Quecksilbergefäss, *c* die Kolbenfläche für den Dampfdruck, *d* diejenige für die Quecksilbersäule, *e* bildet den unteren cylindrisch ausgebohrten Gefässtheil, in welchem sich der Kolben bewegt, *f* die Stopfbüchse, mittelst welcher die Glasröhre *g* befestigt ist, und *h* eine behufs Communication der äusseren Luft mit dem Raume unterhalb des Kolbens *d* angebrachte Oeffnung. Das Röhrchen zum Einfüllen des Quecksilbers ist mit *i*, und ein Hahn, mit dessen Hülfe der Kesseldampf abgesperrt werden kann, in den betreffenden Skizzen mit *k* bezeichnet.

§ 33. Maximum- und Controlmanometer. — Nachdem es öfter vorgekommen, dass leichtsinnige Locomotivführer mit einer das zulässige Maass überschreitenden Dampfspannung fahren, wodurch der Kessel der Gefahr einer Explosion ausgesetzt wird, hat sich das Bedürfniss herausgestellt, ein zweites Manometer anzubringen.

Man nennt ein solches Manometer Maximummanometer. Ein solches ist so eingerichtet, dass der Zeiger auf dem höchsten Stande, den er eingenommen hat, stehen bleibt, wenn auch die Dampfspannung und damit die Durchbiegung der Stahlplatte oder die Streckung der Röhrenfeder des zuerst besprochenen Manometers wieder nachlässt. Auch an das Manometer selbst kann eine controlirende Vorrichtung

angebracht werden; man nennt diese das Controlmanometer, Fig. 1, Tafel XI. Auf derselben Welle mit dem Zeiger *Z* sitzt ein zweiter Zeiger Z^1 mit einem kleinen Sperrrad, welcher lose auf der Welle sitzt, so dass er, wenn die Welle herumläuft, stehen bleibt. Er wird von vornherein so gestellt, dass er die zulässige Maximalspannung anzeigt. Der Zeiger *Z* hat an irgend einer Stelle einen vorstehenden Stift, welcher den Zeiger Z^1 weiter schiebt, wenn *Z* über die Stellung von Z^1 hinausrückt, d. h. da der Controlzeiger die Maximalspannung anzeigt, wenn der zulässige Dampfdruck überschritten wird. Wenn die Dampfspannung wieder nachlässt, so geht der Zeiger *Z* mit dem ganzen Mechanismus wieder zurück, dagegen kann der Zeiger Z^1 nicht folgen, er wird durch das Sperrrad und den durch die Feder *f* angedrückten Sperrhaken *H* daran gehindert und wird somit zum Verräther.

Um willkürliche Aenderungen an dem Manometer, sowie die eigenmächtige Zurückstellung des Controlzeigers unmöglich zu machen, ohne dass es zur Kenntniss des controlirenden Beamten kommt, ist das Manometergehäuse geschlossen; bei dem in Fig. 11, Tafel X, und Fig. 1, Tafel XI, gezeichneten Manometer in der Weise, dass die durchlöcherten Köpfe der Schrauben mit einem Bindfaden durchzogen und dessen Enden mit einer Plombe versehen sind; für Zurückstellung des Controlzeigers befindet sich in den Händen des Controleurs ein eigens hierfür construirter Schlüssel. Wenngleich es bei eintretendem Defecte, sowie wenn das Manometer ausgewechselt werden muss und die Locomotive ist im Dampfe, zweckmässig ist, den Dampf vom Manometer absperren zu können, so dürfte doch eine ältere Bestimmung ganz am Platze sein, nach der sich zwischen Kessel und Manometer kein Absperrhahn befinden darf. Der Führer braucht einen solchen Hahn einfach nur zu schliessen, wenn der Dampf die zulässige Spannung zu überschreiten droht und das Manometer mit der besten Controle ist ausser Wirksamkeit gesetzt.[32]

Das Bedürfniss, die grösste Genauigkeit bei Kesselprüfungen betreffs des erarbeiteten Druckes zu erreichen, ist in gleichem Maasse mit der Anwendung von Dampferzeugern mit hohem Drucke gestiegen, und hat zu der Construction der gekuppelten Manometer geführt. Die vergleichende Beobachtung dieser Manometer gewährt deshalb eine besondere Sicherheit, weil das eine Manometer stets das andere controlirt, und sich die, bei Anwendung eines Manometers durch zufällige Störungen des Gangwerks entstehenden Ungenauigkeiten, durch die der Kesseldruck nur zu leicht unnöthig überhöht werden kann, von selbst zur Anzeige bringen müssen.

Die Construction dieser sogenannten Controlmanometer möglichst handlich zu machen und das vergleichende Ablesen der Atmosphären möglichst correct beschaffen zu können, ist den Mechanikern Gäbler und Veitshans in Hamburg dadurch geglückt, dass sie, wie die Figuren 8, 9 und 10 auf Tafel X veranschaulichen, die Mechanismen von zwei Manometern, von denen ein jedes für sich selbstständig functionirt, in einem Gehäuse aufstellten.

Der ganze Mechanismus dieses Controlmanometers ist so eingerichtet, dass derselbe ebenso wie das Zifferblatt nicht von dem äusseren Gehäuse berührt wird, es kann daher auch der genaue Gang desselben durch Spannung oder äussere Eindrücke nicht beeinflusst werden.

Wie aus den Abbildungen zu ersehen, geht der Druck des Wassers durch das Rohr *a* in den Hohlkörper *b*, wo derselbe durch die Doppelbohrung nach rechts und links in die Hohlfeder (Bourdon's System) eintritt, welche an ihren Enden in die

---

[32]) Brosius & Koch, die Schule des Locomotivführers. Wiesbaden 1873, p. 82.

Gabelstücke *c* und *d* einlaufen und durch das Zwischenstück *e* und *f* direct auf den Hebelmechanismus *g* und *h* wirken. Auf den verlängerten Achsen dieser Mechanismen befinden sich die Zeiger. Die Lagerbüchsen, welche am Zifferblatt sitzen, sind durch dasselbe mit dem Körper *b* fest verbunden.

Der Flantschkörper *m*, welcher die von mehreren Regierungen schon angenommenen Dimensionen von 45 à 5 mm hat, ist ebenfalls mit dem Körper *b* verbunden und lässt sich durch die Schraubenzwinge *n* mit dem Flantsch *o*, von entsprechenden Dimensionen leicht und sicher verbinden.

Dieser Flantsch *o* ist am zweckmässigsten an dem dritten Canal des Dreiweghahnes, der an Stelle des Dampfhahnes zwischen dem Kessel und dem Manometer einzuschalten ist, anzubringen.

Auch der Mechaniker Löhdefink in Hannover fertigt vorzügliche Controlmanometer nach ähnlichem Principe mit zwei Bourdon'schen Federn in einem Gehäuse, während Hempel in Berlin und Schäffer & Buddenberg in Magdeburg Controlmanometer mit zwei Zifferblättern (aus zwei Manometern derselben Bauart zusammengesetzt) anfertigen. Die ersteren bieten den Vortheil grösserer Compendiösität und dass beim Ablesen jede Paralogie vermieden wird.

§ 34. Wasserstandszeiger, Wasserstandsgläser und Wasserstandshähne. — Nach § 114 der Technischen Vereinbarungen

> muss (bei jeder Locomotive) **der Kessel einen Wasserstandszeiger mit Glasröhre und ausserdem mindestens zwei Probirhähne haben, von welchen der unterste 100 mm über dem höchsten Theile des Feuerkastens steht. Der Wasserstandszeiger muss mit einer in die Augen fallenden Marke des zulässig niedrigsten Wasserstandes versehen sein.**

Die bekannte Thatsache, dass ein zu hoher Wasserstand im Kessel die Dampfproduction beeinträchtigt, und eine Abnahme der Spannung herbeiführt, ein zu niedriger aber sehr leicht eine Explosion herbeiführen kann, macht es nothwendig, zunächst sich über den Stand des Wassers genaue Kenntniss zu verschaffen, um denselben innerhalb gewisser Grenzen erhalten zu können.

Die Apparate nun, welche bis jetzt noch allgemein zur Erkennung des Wasserstandes dienen, bestehen in Wasserstandsröhre und den Probirhähnen; von der dritten Gattung derselben, den Schwimmern, wollen wir hier absehen, da sich dieselben für Locomotivkessel nicht eignen und nicht zur Anwendung kommen; die Wasserstandsgläser sowie die Probirhähne tragen noch immer mehr oder weniger Unvollkommenheiten an sich. Die ersteren verlieren bei längerem Gebrauche die Durchsichtigkeit und verursachen Störungen im Betriebe durch ihre Zerbrechlichkeit und bei letzteren ist es namentlich bei hohem Drucke und des Nachts, sowie bei grosser Fahrgeschwindigkeit zuweilen schwierig zu erkennen, ob sie Wasser oder Dampf ausströmen lassen. Die Unzuverlässigkeit der Probirhähne tritt noch merklicher auf bei Kesseln mit geringem Wassergehalt, wie bei Röhrenkesseln, indem sich das Wasser infolge der heftigern Wallungen mit dem Dampfe vermischt und das eine mit dem andern ausgeblasen wird. Ausserdem ist mit Hülfe der Probirhähne nicht der wirkliche Stand des Wassers zu erfahren, sondern es werden durch dieselben immer nur die Grenzen angegeben, innerhalb welcher sich das Niveau befindet.

Um diese Uebelstände zu beseitigen, sind die Constructionen der Wasserstandsgläser als die wichtigeren der Vorrichtungen in verschiedenen Weisen ausgeführt und an denselben Einrichtungen getroffen worden, welche theils den Zweck haben, die

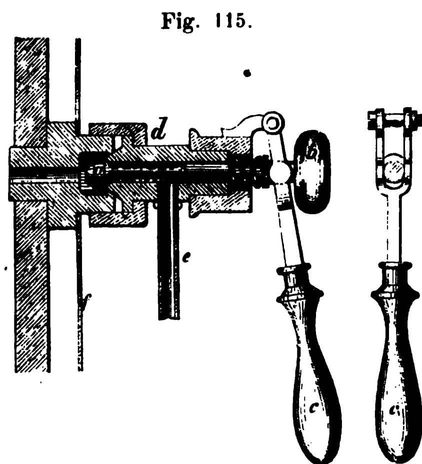
Functionirung zu sichern, theils die Dauer und bequeme Handhabung zu heben, sowie Schutzvorrichtungen zu bilden.

Die gewöhnlichste und einfachste Art der Wasserstandsgläser ist bekannt, desgleichen sind die Probirhähne meist nichts weiter als Hähne gewöhnlicher Art; eine zweckmässige Modification derselben (von Mannhart) ist in Fig. 15 und 16 auf Tafel XI dargestellt. Die Dichtung an der Kesselwand wird mittelst abgedrehter Linsen *a* bewirkt, der genau entsprechend concave Höhlungen in der Kesselwand und an der Hahnflantsche ausgefraist sind.

Noch vortheilhafter als Hähne haben sich zu diesem Zwecke kleine Schraubenventile (wie sie Fig. 17 und 18 ebenfalls nach Constructionen von Mannhart veranschaulicht) erwiesen. Die doppelten Schraubengänge haben 44 mm Steigung, die Ventilstiele treten durch Stopfbüchsen und sind am obern Ende mit einem kleinen Kurbelrädchen versehen. Diese Schraubenventile lassen sich leichter bewegen und halten im Allgemeinen besser dicht als die bisher zu diesem Zweck angewandten Hähne. Als sehr zweckmässig haben sich auch an diesen Probirventilen und Probirhähnen die kleinen Messingtrichter *f* mit eingelötheten kupfernen Ablaufröhrchen *g* ergeben, welche mittelst eiserner Stehbolzen und von darüber geschobener Blechhülse *h*, an dem äussern Feuerkasten genau unter der Mündung des Probirhahns oder Probirventils befestigt werden.

Auch Obermaschinenmeister Hagen hat solche Probirventile bereits 1864 in der hierneben in Fig. 115 skizzirten Weise mit günstigem Erfolg ausführen lassen. Das Ventil *a* selbst von etwa 26 mm Durchmesser wird durch den im Kessel befindlichen Dampfdruck fortwährend geschlossen erhalten. Das Oeffnen geschieht durch den hölzernen Griff *c* am Gabelhebel. Ausserdem dient ein am Ende des Ventilbolzens befindlicher hölzerner Knopf *b* zum Hin- und Herdrehen des Ventils, um während der Fahrt etwaige Unreinigkeiten von dem Ventilsitz zu entfernen. Eine leichte Spiralfeder aus Messingdraht hält das Ventil geschlossen, wenn kein Dampfdruck im Kessel vorhanden ist. Um die ganze Vorrichtung leicht abnehmen und reinigen zu können, ist dieselbe mittelst Conus und Verschraubungsmutter an einem besondern Kesselstutzen befestigt. Das Röhrchen *e* dient zur Abführung des ausgeblasenen Dampfes oder Wassers, *f* ist die Feuerbüchsbekleidung.

Fig. 115.



Von den zahlreichen Wasserstandsgläsern sollen hier die besten und bewährtesten Constructionen beschrieben werden.

Im Allgemeinen ist die Glasröhre das sicherste und bequemste Mittel zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel und wird dieselbe auch wohl niemals ausser Gebrauch kommen.

Die Hauptbedingungen für die Construction derselben sind:

a) Leichtes Absperren sowohl des Wasser- als auch des Dampfraumes von der Röhre.

b) Die Communicationscanäle so wie auch die Röhre selbst müssen leicht, indem man Dampf durchlässt, gereinigt werden können.

Schraubenpfropf *p* (Fig. 11) abzuschrauben ist, wonach die Glasröhre senkrecht von oben in die Stopfbüchsen *s s* eingesteckt werden kann.

4) Howe's Wasserstandsglas. In der nachstehenden Fig. 116 ist eine Befestigungsmethode der Glasröhre mit den am Kessel angebrachten Stutzen skizzirt, in der *A* eine Hülse ist, in welcher das Ende der Glasröhre *B* befestigt wird. *C* ist der Verbindungscanal mit dem Kessel und *D* eine Schraube zum Verschliessen der Oeffnung, durch welche die Glasröhre eingesetzt wird. *E* ist ein Ring aus vulkanisirtem Kautschuk, welcher sich gegen den Vorsprung *a* der Hülse legend eine Dichtung der Röhre in der Hülse abgiebt. Durch diese Anordnung sollen die Röhren selten undicht geworden sein an ihrer Befestigungsstelle und ausserdem eine freie Ausdehnung der Metalltheile ohne Nachtheil auf die Röhre stattgefunden haben.

Fig. 116.

5) Wasserstandszeiger mit einfachem Probirhahn von Fritz, Fig. 7—10, Tafel XI.

Bei diesem Apparate ist das Gehäuse *B* oder Wasserstandsrohr mit den Flantschenstutzen *r r* zur Verschraubung an den Kessel versehen. Es trägt die bei *s*, *s* sichtbaren Stutzen, zwischen denen sich die auf die gewöhnliche Weise mittelst Stopfbüchsen gedichtete Glasröhre befindet, und die im Falle sie zerbricht, abgesperrt werden kann, mit Hülfe der an den Stutzen angebrachten Hähne *t*, *t* (siehe Fig. 7). Die eben bezeichneten Hahnstutzen sind in die gegossene Wasserstandsröhre eingeschraubt und gleichzeitig eine Stütze *k* behufs Aufnahme des Drehzapfens für den Hebel *d* mit dieser Verschraubung befestigt. Der Hebel *d* hat den Zweck mittelst der Zugschienen *e* eine messingene Röhre *a*, welche durch eine Stopfbüchse im unteren Ende des Wasserstandsrohres verschiebbar ist, so zu stellen, dass die innere obere Mündung der Röhre *a* die mit *m* *m'* und *m''* bezeichneten Stellungen einnehmen kann, welche resp. den höchsten, mittleren und unteren Wasserstand bezeichnen. Durch successives Niederdrücken des Hebels *d* wird auf das Ende der Röhre *a* das Intervall von *m* bis *m''* durchlaufen und man wird aus der Stellung des Hebels, sobald man den am unteren Ende der Röhre *a* angebrachten Hahn *b* öffnet, auf den Wasserstand schliessen können.

Bei *h* ist eine Marke angebracht, welche in der Niveaulinie des mittleren Wasserstandes sich befindet, und der Wasserstandsröhre sind bei *g* Nasen gegeben, welche den Hub des Hebels begrenzen. *l* ist ein Rohr, durch welches das Wasser aus der Glasröhre in einen kleinen Trichter geleitet wird, um den Führerstand trocken zu halten.

Die in Fig. 10 dargestellte Skizze zeigt, wie man die Bewegung der Röhren *a* auch auf andere Weise ohne den Hebel *d* bewirken kann.

In Bezug auf eine Verstopfung der Rohrstutzen *r* sind bei *u u* kleine durch Schraubenpfropfen verschlossene Löcher angebracht, um mit einem Draht durchstossen und die Communication mit dem Kessel stets offen halten zu können.

6) Webb's Wasserstandsglas für Locomotiven. — Für die Locomotiven der London-North-Western Eisenbahn hat der Oberinspector dieser Gesellschaft,

Untersuchen des Wasserstandes und durch den grössern Querschnitt des Gehäuses am untern Ende Schlamm sich nicht ansammeln kann und die Kugel stets sicher functioniren wird.

8) Noch sicherer wirkt der in neuester Zeit dem Heinr. Meyer in Tarnowitz in Oberschlesien patentirte Wasserstandszeiger (Fig. 15 und 16, Tafel XII), dessen Princip darin besteht, dass in dem Momente des Platzens der Glasröhre die horizontal gelagerten Ventile *V*, *V* durch einseitig zur Wirkung kommenden Gegendruck vor die beiden mit der Glasröhre communicirenden Oeffnungen geworfen werden und dadurch ein sicheres Absperren des Dampfes und des Wassers sofort eintritt. Dabei können die Ventile mittelst der Hebel *d* und der Handgriffe *e* auch leicht in ihre richtige Lage zurückgebracht werden, was man bei Kugel- und losen Ventilen wegen der Undurchsichtigkeit des Metalles von aussen nicht ersehen kann; ferner ist das Leckwerden der Hähne vollständig beseitigt, und das lästige und gefahrvolle Durchstossen von angesetztem Kesselstein mit fremden Instrumenten ist nicht mehr nöthig, da dieses mit den horizontalen Ventilen *V*, *V* bewirkt wird, die bis in den Kessel hineinragen und mittelst der Handgriffe *e*, *e* und der kleinen Hebel *d*, *d*, welche in den Schlitz der Ventile greifen, leicht hin und her bewegt werden können.

Fig. 117. Fig. 118.

Fig. 119.



Horizontalschnitt.

9) Zu demselben Zweck werden öfters die beiden Hähne *h* und *h'* durch eine Zugstange *z* (siehe Fig. 14, Tafel XI) verbunden, und hat der untere Hahn noch die Lenkstange *l*, sodass der Führer von seinem Stande aus an dem Griffe *g* beide Hähne gleichzeitig handhaben kann und sich beim Schliessen, wenn das Glas gesprungen ist, nicht die Finger verbrennt. Bei einer solchen Einrichtung sind die einzelnen Hähne ganz besonders gangbar zu halten, weil sie gleichzeitig geschlossen und geöffnet werden. Beim Einziehen eines neuen Glases muss man zunächst zum Anwärmen desselben den Dampfhahn *h'* allmählich und dann den Wasserhahn *h* öffnen, den untersten Hahn h^2 aber geschlossen halten.

10) Es ist ausser diesen die Carré'sche Schutzvorrichtung in England eingeführt worden. Leblanc in London (102 Fleet street City) fertigt diese gleich näher zu beschreibenden dioptrischen Wasserstandsgläser an.

Bei neuen Wasserstandshahnköpfen wird das Einsetzen und Abdichten der Gläser wie bei gewöhnlichen Gläsern bewirkt. Der obere Gewindetheil muss dafür wegen des grösseren äusseren Durchmessers D (Fig. 13) grösser construirt werden als gewöhnlich.

Für vorhandene Wasserstandshahnköpfe kann, falls die erweiterte Ausbohrung nicht zulässig, das Einsetzen solcher Gläser nach Fig. 14, Tafel XII, erreicht werden. Am unteren Hahnkopfe wird über den Messingrand der Röhre die Mutter m angebracht und dichtet jener flach ab. (In der Regel wird die Ausbohrung verengt werden müssen, um Auflage zu gewinnen.) Am oberen Hahnenkopf ist die Dichtung gleichfalls flach und wird durch Herabschrauben der Mutter K bewirkt. Am Gewinde oben ist noch eine zweite Mutter K_1 angebracht, welche durch Packung das äussere Gewinde abdichtet.

Die Beleuchtung der Wasserstandsgläser zur Nachtzeit geschah bisher allgemein durch eine kleine, in möglichster Nähe angebrachte Laterne. Diese Beleuchtungsweise hat aber den Uebelstand

1) einer flackernden Lichtquelle,
2) der Abschwächung der Wirkung der Lampen- (Oel- oder Petroleum-) Lichter,
   a) beim Durchgang durch die Glaswand der Laterne,
   b) bei der Reflexion durch die runde spiegelnde Oberfläche der Glasröhre.

Diesem Uebelstand hat Ingenieur Eduard Rau[33]) dadurch abgeholfen, dass er hinter dem Glasrohre eine präparirte Transparentplatte anbrachte, welche den niedrigsten, mittlern und höchsten Wasserstand in drei sich scharf abhebenden Linien zeigt.

Bei Nacht trägt die Platte eine Lampe mit Reflector, so zwar: dass die mittlere Linie allein dem schärfsten Lichte ausgesetzt ist.

§ 35. Dampfpfeife. — Nach § 117 der Technischen Vereinbarungen **muss jede Locomotive mit einer Dampfpfeife versehen sein.** Dieselbe ist stets auf dem Feuerkasten nahe beim Standorte des Maschinisten angebracht und besteht gewöhnlich aus drei Theilen, dem Untersatz, einem Hahn oder Ventil und der Glocke, welche in folgender Weise zusammengesetzt sind. Der Untersatz A (Fig. 17, Tafel XII) ist mit seinem Fusse auf den Kessel geschraubt und enthält eine mittelst des Hahnes B abschliessbare verticale Bohrung, welche am oberen Theile des Untersatzes in eine ringförmige schmale Spalte ausläuft. Ueber dem Untersatze ist nun eine Glocke C angebracht, deren unterer zugeschärfter Rand genau über erwähnter Spalte, aus welcher der Dampf mit grosser Geschwindigkeit zum Ausströmen gebracht wird, aufgehängt. Der Dampfstrom wird an dem scharfen Rande der Glocke gebrochen und setzt diese sowie die in der Glocke befindliche Luft in starke Schwingungen, welche den Ton der Pfeife abgeben. Die Farbe des Tones hängt ab von der Geschwindigkeit des Dampfstromes, von der Zuschärfung der Glocke, deren Form und Grösse, sowie von der Entfernung zwischen dem Glockenrande und der ringförmigen Spalte. Die Dampfpfeife Fig. 17 hat einen heulenden Ton, während die Fig. 18 u. 19 einen grell pfeifenden Ton geben.

Schäffer & Buddenberg in Magdeburg haben sich unter Nr. 1663 vom 13. Januar 1878 Dampfpfeifen mit vertical stehendem Hahn im deutschen Reiche

---

[33]) Derselbe hat auch die auf p. 302 beschriebene verbesserte Manometerbeleuchtung angegeben.

öffnung legen wird. Kaum dort angelangt, wird es sich durch die geringste Verzögerung der Geschwindigkeit sogleich wieder entfernen, um bald darauf wieder näher gebracht zu werden u. s. f. Die Regulirung ist selbstthätig und kann durch das grössere oder kleinere Spannen der Feder für die gewünschten Geschwindigkeiten genau bestimmt werden. *m* ist ein kleiner Schlitten, welcher sich in einer Nuth der Glocke auf- und abbewegt und die Führung des Cylinders bildet.

Alle Theile des Kreisels sind möglichst solid und dauerhaft hergestellt, so dass Reparaturen an denselben möglichst vermieden sind. Sollte sich nun aber auch durch mangelhafte Beaufsichtigung nach langem Gebrauche ein Nichtwirken des Kreisels ergeben, so hat es der Führer alsdann noch in seiner Gewalt, die Bremssignale, wie bisher, mit der Hand zu geben.

Eine (1862) an den Locomotiven in England in Gebrauch gekommene Pfeife ist die auf Tafel XII in Fig. 5 und 5^a dargestellte.

Bei derselben ist der Hahn durch ein einfaches Ventil *v* ersetzt, welches durch eine Stange mittelst Hebel geöffnet wird. Die Anordnung des Ventils *v*, des Hebels *h* und der Stange, sowie die Befestigung der Glocke auf dem Untersatze ist in der betreffenden Skizze ersichtlich. Die Spiralfeder *s* dient zum Abschluss des Ventils *v* auch bei schwachem Dampfdrucke.

Die englischen Locomotiven haben öfters zwei Pfeifen (siehe *P P*, Fig. 1 u. 4 auf Tafel V), mit der einen mit tieferem Tone wird das Signal für die Bremser gegeben, während die andere beim Einfahren in die Stationen gebraucht wird.

Meistens wird jedoch die eine vom Führer nie gebraucht, sondern sie dient dem Schaffner, welcher sie mittelst einer Leine in Thätigkeit setzen kann, als Mittel, den Zugführer von Unordnungen am Zuge in Kenntniss zu setzen.

Für den Zweck der verschiedenen Signale hat man, um den Ton der Pfeifen z. B. mehr oder weniger chromatisch steigen oder fallen lassen zu können, die Glocken vertical auf- und abwärts beweglich gemacht.

Schliesslich erwähnen wir noch die nach dem Princip der Dampfpfeifen construirten Dampfhörner, siehe Fig. 6, Tafel XII, mit welchen beispielsweise die Locomotiven auf den steilen Strecken der Deutz-Giessener Bahn zwischen Betzdorf und Dillenburg versehen sind. Der durch dieses Instrument hervorgebrachte Ton gleicht ganz dem der auf derselben Bahn früher angewandten Mundhörner, wie sie in der Schweiz im Gebrauche sind, und dient als Zeichen für die Bremser.

§ 36. Signalglocken und Läutewerke. — Bei amerikanischen Locomotiven ist vorn auf dem Langkessel gewöhnlich auch noch eine grosse Signalglocke aufgehängt, welche der Locomotivführer ertönen lässt, um Kühe und anderes Vieh von der Bahn zu verscheuchen, auch dienen dieselben bei der Fahrt durch Ortschaften und beim Passiren unbewachter Wegübergänge die Nähe der Maschine zu signalisiren. Auf der Detroit- und Milwaukee-Eisenbahn sind diese Signalglocken unmittelbar über dem Kuhfänger angebracht und erhalten dieselben bei jeder Umdrehung der Triebachse einen Schlag. Die Glocke hängt dabei ganz frei und dreht sich infolge eines jeden Schlages etwas, so dass der ganze Umfang derselben durch die Schläge gleichmässig abgenutzt wird. Je nachdem also der Zug langsam oder schnell fährt, ertönt die Glocke auch langsamer oder schneller. In den letzten Jahren sind solche Läutewerke auch in Deutschland bei Rangirmaschinen auf Stadtbahnen und bei Locomotiven für Secundärbahnen in Anwendung gekommen, da nach § 12 der Bahnordnung für deutsche Eisenbahnen untergeordneter Bedeutung vom 12. Juli 1878 die Locomotiven mit helltönenden Läutewerken auszurüsten sind, sofern auf einer Bahnstrecke unbewachte Wegeübergänge vorkommen.

Diese Läutewerke werden am besten unabhängig von dem Mechanismus der Locomotive durch kleine selbstständige Dampfapparate in Bewegung gesetzt, so dass sie, wenn sie vom Führer in Gang gesetzt worden sind, bis zur Auslösung selbstthätig weiter läuten. Als eine der zweckmässigsten derartigen Constructionen kann das dem Ingenieur Ed. Pohl in Köln patentirte Dampfläutewerk Fig. 20 und 21, Tafel XII, empfohlen werden, dessen Ausführung die Injectorfabrik von A. Dülken in Düsseldorf übernommen hat. Dieses Läutewerk ist vollständig unabhängig von dem System der Locomotive und kann direct auf der Trottoirplatte oder mittelst eines einfachen Bockes auf dem Locomotivkessel befestigt werden.

Aus den Figuren geht die ganze innere Einrichtung des Läutewerks hervor. An dem Stutzen L wird mittelst Ueberwurfmutter das Dampfrohr befestigt. Tritt durch dasselbe und den offenen Canal Dampf in den kleinen Cylinder A hinein, so wird der Kolben im Cylinder vorwärts geschoben, somit der um den Stift S drehbare Hebel mit der Anschlagekugel E auf die andere Seite B geworfen. Ein Einschnitt in dem Stück D, der auf den Stift K fällt, verhindert, dass während des vollständigen Stillstandes E mit der Glocke in Berührung ist. Der Schlag an die Glocke entsteht vielmehr infolge Federns der Verbindungsstange von E mit D. Gleichzeitig mit dem Herumwerfen der Kugel E erfolgt durch Zusammentreffen der Aussparung C mit dem Tförmigen Ende der Schieberstange die Umsteuerung des Schiebers F. Ehe noch D mit K in Berührung kommt, strömt bereits Dampf auf die linke Kolbenseite und bildet hier ein elastisches Polster. Dieses sich fortwährend wiederholende Spiel des Kolbens dauert offenbar so lange, wie Dampf in den Schieberkasten tritt. Das Absperren desselben mittelst eines einfachen, in der Nähe des Führerstandes angebrachten Hahnes beendigt somit die Thätigkeit der Glocke, während umgekehrt das Oeffnen desselben letztere ertönen lässt.

Dem beschriebenen Apparat wird besonders ein auffallend ruhiger Gang nachgerühmt.

§ 37. Kesselspeisevorrichtungen. — Dieselben sind entweder Pumpen oder die seit einigen Jahren die Pumpen ersetzenden Injecteure.

Sowohl in der Construction und Lage der ersteren, als auch in der der letzteren existirt eine grosse Mannigfaltigkeit und verweisen wir in Bezug auf diesen Gegenstand auf das VI. Capitel dieses Bandes.

§ 38. Ablasshähne. — Wenn die Maschinen aus dem Dienste in die Remisen übergehen, so ist es erforderlich, das Wasser aus dem Kessel zu entfernen, da dasselbe sonst das Einrosten des Kessels veranlassen würde.

Es sind deshalb an den tiefsten, Wasser enthaltenden, Stellen der Kessel die sogenannten Ablasshähne angebracht; dieselben dienen ausserdem zum Auswaschen und Ausspülen; sie werden auch bei unreinem Kesselwasser häufig während des Betriebes auf kurze Zeit geöffnet, um den schlammigen Bodensatz mit Dampf abzublasen. Um bei kalter Maschine die Entleerung zu beschleunigen, müssen Regulator und Cylinderhähne geöffnet werden, damit Luft in den Kessel über das Wasser treten kann.

Ein geeigneter Platz für die Anbringung dieser Hähne ist die Feuerkiste, und finden sich dieselben auch entweder an der Vorder- oder Hinterwand, oder auch an den Seitenwänden in bis circa 0,3 m Höhe über der Unterkante des Feuerkastens.

Der Hahnconus oder Lilch trägt oben gewöhnlich einen vierkantigen Ansatz, um mittelst eines Schlüssels den Hahn öffnen zu können. Die Weite der Oeffnung beträgt circa 60 mm.

Webb in Crewe hat bei den Ablasshähnen seiner neuen Locomotivkessel nach unten den Hahnconus erweitert und mit der Ausgangsöffnung versehen (siehe *X* Fig. 4 auf Tafel V). Derselbe ist unten an der Hinterwand des Feuerkastens angesetzt, und kann man mittelst eines Büchsenschlüssels vom Führerstande aus den Hahn öffnen. Die Höhe der Hähne über dem Boden des Feuerkastens verhindert, dass das unterhalb dem Stande desselben befindliche Wasser durch den Hahn abfliessen kann. Dieser Rest findet jedoch durch die Reinigungsluken und Waschbolzen, die sich unmittelbar an dem untersten Rande der Feuerkasten befinden, einen Ausweg. S. § 13.

Fig. 9 und 10 auf Tafel XII stellt einen solchen Ablasshahn von anderer Construction dar, der Hahnconus *a* hat ausser der unteren Schraubenmutter *b* zum Anziehen noch die ovale eiserne Scheibe *c*, welche durch zwei seitliche Schraubenbolzen *d* angezogen werden kann und den Conus gegen Herausfallen sichert, wenn die untere Schraube bei *b* abbrechen sollte. In neuerer Zeit giebt man allen wichtigen Hähnen eine solche doppelte Sicherung.

Die Ablasshähne werden zweckmässig so construirt, dass man die Ausflussmündung derselben ausserhalb mit Schraubengewinde und innerhalb mit einem conischen Einschliff *e* versieht, um bei den Kesselproben mit dem Hahne das Druckrohr der Probirpumpe wasserdicht verbinden zu können. Der Füllschlauch aus Gummi oder Hanf wird über das Stück *B* geschoben und die Mutter *M* mit dem Ansatz *e* verschraubt.

Es kann im Locomotivschuppen vorkommen, dass die Locomotive nicht so nahe an den Hahn herangefahren werden kann, aus dem das Wasser zum Auswaschen oder Füllen des Kessels entnommen wird, dass ein Füllschlauch bis zum Ablasshahn oder bis an die Reinigungsöffnungen reicht. Für diesen Fall dient das in Fig. 11 auf Tafel XII dargestellte Zwischenstück, durch welches zwei Schläuche verbunden werden können.

In neuerer Zeit werden solche Hähne allgemein angewendet, obgleich dieselben durch das äussere Schraubengewinde ein unvollkommenes Aussehen haben.

Literatur.

a. Ueber Locomotivkessel im Allgemeinen und Stahlkessel.

Becker's, Ludw., Locomotivkessel. Hergestellt in den Werkst. der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien. Mit Abbild. Organ 1874, p. 9.

Becker, Ludw., Instruction für die Ueberwachung und periodische Untersuchung der Locomotiv- und Stabil-Dampfkessel, sowie deren Sicherheitsventile, Manometer und Wasserstandszeiger von der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Organ 1868, p. 186.

Büte, Th., Kessel der Locomotiven auf der Pariser Ausstellung. Organ 1868, p. 102.

Büte, Th., Kessel der Locomotiven auf der Wiener Weltausstellung von 1873. Organ 1873, p. 151.

Clark, Ueber Nietverbindungen. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 133.

Clark, Experimentelle Untersuchungen über die Principien der Locomotivkessel. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 237. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1227.

Couche, Ueber die Anwendung des Gussstahls zu Locomotivkesseln. Annales des mines. t. II. 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1863, p. 243. Organ 1864, p. 42.

Crampton's neuer Locomotivkessel. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 169.

Kessel der Crampton'schen Locomotive, für Schnellzüge gebaut von Derosne & Cail in Paris. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 169.

Ueber Eckrisse an den Feuerkastenwänden. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 163.

Welche Erfahrungen sind über das Einrosten der Kesselbleche an einzelnen Stellen im Innern der Locomotivkessel gemacht worden? I. Supplementband des Organs p. 120.

Erfahrungen über Locomotivkessel. Engineering. Dec. 1871. Organ 1872, p. 217.

Welche Erfahrungen sind in der neueren Zeit über die Anwendung von Stahlkesseln und Stahlröhren bei Locomotiven gemacht und aus welchen Werken sind Gussstahlbleche zu Locomotiven zu beziehen? Organ 1869, p. 22 und III. Supplementband des Organs p. 144.

Welche neuere Erfahrungen sind mit Kesseln aus Tiegelgussstahl- und Bessemerstahl-Blech gemacht worden? V. Supplementband des Organs, p. 74.

Welches sind die mit Stahlkesseln in neuerer Zeit gemachten Erfahrungen, und sprechen dieselben für deren weitere Einführung? VI. Supplementband des Organs, p. 194.

Fairbairn, W., Versuche zur Bestimmung der Festigkeit von Locomotivkesseln und die Ursachen zu Explosionen derselben. London Journal 1853, p. 364. Organ 1854, p. 47.

Gaudry, J., Kessel der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Annales des mines 1863. III. T. p. 109. Organ 1864, p. 166.

Gebohrte und gepunzte Blechplatten. The Engineer vom 5. August 1864. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 271.

Geschweisste Dampfkessel für Locomotiven. The Engineer 1862 vom 12. Septbr. Zeitung des Ver. deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 825.

Kessel der Maschinen für gemischte Züge auf der Eisenbahn von Paris nach Lyon, gebaut von E. Gouin. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 26.

Gruson, G., Einiges über die Sicherheit der Locomotivkessel. Organ 1865, p. 153 u. 1866, p. 61.

Ueber Gussstahlkessel. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1865, p. 605.

Gussstahlkessel von Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ 1869, p. 123.

Kessel von Hackworth's Locomotive »Sanspareil« für Eilzüge. The pract. Mech. Journal 1850. April, Mai und August. Organ 1851, p. 136.

Haswell, R., Ueber die Verwendung von Stahl zu Dampfkesseln. Dingler's polyt. Journ. 207. Bd. p. 337. Organ 1873, p. 163.

Heusinger v. Waldegg, Kessel der Locomotive »Hassia« auf der Main-Neckarbahn. Mit Abbild. Organ 1. Bd. (1846), p. 33.

Heusinger v. Waldegg, Verschiedene neue Kesselconstructionen von Hawthorn, Dubbs, Bodmer. Mit Abbild. Organ 1847, p. 161. Polyt. Centralblatt 1848, p. 690.

Einrichtung der Kessel bei amerikanischen Locomotiven mit Anthracitheizung. Le Technolog. 1851. Oct. p. 44. Organ 1852, p. 62.

Kessel der Sharp'schen Tendermaschine mit aussenliegenden Cylindern. Heusinger v. Waldegg. Organ 1850, p. 22. Polyt. Centralblatt 1850, p. 459.

Versuch einer neuen Kesselconstruction von Locomotiven der Eisenbahn von Lüttich nach Namur. Mit Abbild. Organ 1848, p. 122.

Kessler's, E., Patentkessel für Locomotiven. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 20.

Kupferüberzug von Locomotivkesselblechen. Mitgetheilt von P. F. Kupka in Wien. Organ 1875, p. 81.

Amerikanische Locomotivkessel. Engineering v. Nov. 1869. Organ 1869, p. 120.

Locomotivkessel aus Guss- oder Bessemerstahlblechen. Oesterreichisches Centralblatt für Eisenbahnen 1866, Nr. 8. Organ 1866, p. 266.

Locomotivkessel von J. A. Miller in Boston. Mit Abbild. Engineer. 1871, Nr. 792. Organ 1871. p. 208.

Locomotivkessel und Feuerkasten aus Stahl. Mit Holzschn. Railroad Gazette v. 26. Mai und 2. Juni 1876. Organ 1876, p. 252.

Locomotivkessel aus Stahl. Engineering 1877. Aug. Organ 1878, p. 41.

Prestage's Locomotivkessel. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1856, p. 243. Civil. Engin. and Archit. Journ. Januar 1857.

Kessel für Rangirlocomotiven. Engineering Oct. 1872. Organ 1873, p. 118.

Ramsbottom's von Manchester verbesserter Locomotivkessel. The Civil Eng. and Arch. Journ. 1849. Sept. p. 278. Organ 1850, p. 135.

Redtenbacher, Constructionsverhältnisse der Kessel von Locomotiven. Organ 1853, p. 15.

Ueber die Röhrenkessel. Le Technologiste, Juillet 1858. Organ 1859, p. 93.

Ueber Schadhaftigkeit der Locomotivkessel. Geschäftsbericht der Köln-Mindener Bahn 1866, p. 38. Organ 1868, p. 42.

Kesselconstruction der Preislocomotive von der Semmeringbahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 118 u. 166.

Locomotivkessel von Stahl. The Engineer. v. 9. Mai 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 537.

Tabellarische Uebersicht der Abmessungen, Blechstärken, des Materials etc. von Stahlkesseln von Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. III. Supplementband des Organs p. 146.

Steinheil, Dr., Ueber Prüfung der Locomotivkessel in Bayern. Bayer. Kunst- und Gewerbeblatt 1848, p. 414. Organ 1848, p. 191.

Webb's Locomotiv-Stahlkessel auf der Wiener Ausstellung. Mit Abbild. Engineering 1873, p. 334. Organ 1874, p. 28.

b. Ueber Feuerbüchsen und deren Material.

Feuerbüchsen nach Becker's System an Locomotiven der Wiener Weltausstellung von 1873. Organ 1873, p. 215.

Welche Erfahrungen sind über die Formveränderungen der Rohrwände des Feuerkastens gemacht (Ausbauchen, Veränderung der Rohrlöcher, Verziehen der Ecken etc.) und welche Mittel werden dagegen empfohlen? I. Supplementband des Organs p. 117.

Welche Erfahrungen liegen in Bezug auf grössere oder geringere Kupferstärken der Feuerkasten vor? I. Supplementband des Organs p. 119.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung grosser Feuerbüchsen vor? Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 22 und III. Supplementband p. 217.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung grosser Feuerbüchsen bei Kleinkohlenfeuerung vor? I. Supplementband des Organs p. 109.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung eiserner Feuerbüchsen und Kessel aus Stahl vor? I. Supplementband des Organs p. 114.

In welchem Umfange kommen Feuerkasten ganz oder theilweise von Stahl oder Eisen vor, wie bewähren sich dieselben und liegen bezüglich Verwendung bestimmter Stahl- und Eisensorten und bestimmter Constructionen und Dimensionen besondere Erfahrungen vor? Bei welchem Druck sind sie angewandt? VI. Supplementband des Organs p. 221.

Haben die Feuerkasten mit vergrössertem Krümmungsradius der Wände, Decken und Ecken sich bewährt, welche Radien sind angewendet und bei welchem Dampfdruck? VI. Supplementband des Organs p. 222.

Ueber eiserne Feuerbüchsen auf der Bergisch-Märkischen Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 30.

Ueber schmiedeeiserne Feuerbüchsen bei Locomotiven auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 83. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1865, p. 93.

Ueber eiserne Feuerbüchsen bei Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Bericht der Direction der K.-M. B. 1864, p. 35. Organ 1865, p. 259.

Grössere Feuerbüchsen von Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 123.

Ueber Locomotivfeuerbüchsen mit flacher Decke. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1870, p. 204. Organ 1870, p. 161.

Feuerbüchsen der Locomotiven der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 166.

Feuerbüchsen von Stahl, zum Brennen von Anthracit. Engineering 1876, v. 7. Juli. Organ 1877, p. 80.

Feuerlöcher für Locomotivkessel. Mit Abbild. Engineering 1873, p. 49. Organ 1874, p. 31.

Herrmann, Max, Festigkeit cylindrischer Gefässe unter äusserem Drucke, namentlich der Feuerbüchsen aus gewalztem Bleche und mit halbkreisförmiger Decke. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 233.

Heusinger von Waldegg, die Locomotivkessel des Maschinenmeisters Maey in Zürich. Mit Abbild. Organ 1872, p. 193.

Kaselowsky's neue Feuerbüchsenconstruction. Deutsche Industriezeitung 1876, p. 18. Organ 1876, p. 114.

Kaselowsky's Feuerbüchse mit Röhrenkessel ohne Stehbolzen. Mit Abbild. Organ 1877, p. 82.

Kleiber, L., Feuerthüre für Locomotiven mit Excenterverschluss. Mit Abbild. Organ 1878, p. 136.

Lindner's, A., Locomotivfeuerbüchse mit unverbohrter Decke. Mit Abbild. Organ 1875, p. 145.

Stephenson's, John F., Locomotivfeuerbüchsen. Engineering März 1871, p. 150. Organ 1872, p. 37.

Tabellarische Zusammenstellung über die Construction und Anwendung grosser Feuerbüchsen. III. Supplementband des Organs p. 132.

Webb's Feuerbüchsenconstruction für Locomotiven. Engineering Dec. 1870, p. 436. Organ 1871, p. 207.

Die geänderte Webb'sche Feuerbüchse von Rob. Gross. Mit Abbild. Organ 1879, p. 52.

Wehrenfennig, Edm., Ueber Ursachen der Risse in den Ecken der kupfernen Locomotivfeuerbüchsen, der rillenförmigen Ausfressungen der Stehkessel-Mantelplatten in den äussersten Stehbolzenreihen und ein neues, vorzugsweise bei bestehenden Kesseln anzuwendendes Mittel zur Verhinderung dieser Defecte. Organ 1880, p. 9.

Zumach, R., Zur Festigkeit gewölbter Locomotivfeuerkästen. Organ 1879, p. 274.

c. Ueber Kessel- und Deckenanker, Stehbolzen, Bleipfropfen.

Allan's und Robertson's Ankerbarren. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 95.

Neue Construction der Anker für die Decken der kupfernen Feuerkasten von Locomotiven. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 112.

Welche Erfahrungen sind bezüglich der Haltbarkeit und Verankerung des oberen Theils der ebenen Dampfkesselrückwände gemacht worden. VI Supplementband des Organs, p. 201.

Welche Erfahrungsresultate liegen über die neueren Feuerkastenconstructionen, sowie über die verschiedenartigen Aufhängungen der Feuerkastendecken mittelst Stehbolzen, im Vergleich zur Deckenverankerung mittelst Ankerbarren vor? Hat sich bei den Deckenstehbolzen Vernietung oder Verschraubung mittelst Muttern besser bewährt? VI. Supplementband des Organs p. 215.

Sind Constructionen in Anwendung, durch welche die Verankerung der Feuerkasten mit dem äusseren Kesselmantel der Locomotive durch Stehbolzen entbehrlich wird, ohne die Betriebssicherheit und Verdampfungsfähigkeit der Kessel zu beeinträchtigen, und welcher Art sind diese Constructionen? VI. Supplementband des Organs p. 224.

Bailey's schmelzbarer Pfropf für Dampfkessel. Engineering vom 16. Februar 1866. Organ 1866, p. 180.

Becker, Ludw., Beschreibung einer Verbesserung an der Deckenverankerung der Locomotivfeuerbüchsen. Mit Abbild. Organ 1873, p. 99.

Herstellung der Bleipfropfen für die Feuerkastendecke der Locomotiven. Civilingenieur 1866, p. 357. Organ 1867, p. 127.

v. Borries, A., Ueber die Verankerung von Locomotivfeuerkasten. Mit Abbild. Organ 1876. p. 143.

Brix, Ueber die Bestimmung der Stärke ebener Dampfkesselbleche, welche durch Stehbolzen gehalten werden. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 36.

Correns, Jos., Einfaches Mittel, um die Dauer der kupfernen Stehbolzen von den Feuerbüchsen zu erhöhen. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 9.

Darby's Feuerkisten-Deckenanker. Mit Abbild. Railr. Gazette 1873, p. 459. Organ 1874, p. 129.

Wird das häufig vorkommende Durchbiegen der Deckenanker an ältern Maschinen lediglich als Folge zu geringer Stärke gehalten, oder wirkt die grössere Ausdehnung der kupfernen Feuerkastendecke dabei mit? I. Supplementband des Organs p. 116.

Durchbohren der Stehbolzen und Stehbolzen-Bohrmaschine. Mit Abbild. Bericht der Direction der Köln-Mindener Eisenbahn 1865, p. 41. Organ 1867, p. 33.

Fairbairn, W., Versuche über die Festigkeit kupferner und eiserner Stehbolzen an Locomotivkesseln. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 148.

Fritz, Casp., Neue Verankerung der Feuerbüchsdecke und der Seitenwände des Feuerbüchsmantels an Locomotiven der Taunusbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 4.

Gleim, Const., Neue Art Stehbolzen zur Verankerung der geraden Wände von Locomotivfeuerkasten. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846), p. 20 u. 44. Dingler's polyt. Journal, 27. Bd. p. 5 und 97.

Höltzenbein, A., Feuerbüchsendecke mit Verankerungen aus T-Eisen. Organ 1873, p. 56.

Kitson's Ankerbarren für Feuerbüchsdecken. Mit Abbild. Notizbl. des Archit.- und Ingenieur-Vereins für das K. Hannover. II. Bd. p. 205. Organ 1853, p. 224.

Koch, R., Ueber Verankerung von Locomotivkesseln. Mit Holzschn. Organ 1875, p. 12.

Reuter, E., Verbesserte Anker für die Decken der kupfernen Feuerkasten an Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846.) p. 196.

Smith's schmelzbarer Pfropf für Dampfkessel. Schweizer. polyt. Zeitschrift 1867, p. 11. Organ 1867, p. 215.

Ueber Stehbolzen und Verankerung der Feuerkasten. Bericht der Direction der Köln-Mindener Bahn 1864, p. 36. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 30.

Welche Erfahrungen sind mit dem Ersatz der Deckenanker der Feuerbüchsen der Locomotiven durch Stehbolzen oder andere Verankerungen gemacht? Organ 1869, p. 23 und III. Supplementband des Organs p. 85.

Welche Erfahrungen sind bezüglich der Frage gemacht worden, ob es vortheilhafter sei bei Feuerbüchsen eiserne oder kupferne Stehbolzen zu verwenden? V. Supplementband des Organs, p. 76.

Hat sich das blosse Anstauchen der Stehbolzen an Stelle des halbkugelförmigen Umnietens (Schellens) bewährt und welche Erfahrungen sind in dieser Hinsicht gemacht worden? VI. Supplementband des Organs p. 225.

Welche Erfahrungen sind betreffs des Abreissens von Stehbolzen gemacht worden? Genügt es nach denselben, die Stehbolzen nur so weit anzubohren, dass die Bohrung etwas tiefer geht, als die Stärke des Feuerkastenmantels beträgt, oder wird es für nothwendig gehalten, die Stehbolzen in ihrer ganzen Länge zu durchbohren, um ein Abreissen derselben sicher erkennen zu können? VI. Supplementband des Organs p. 227.

Liegen neuere Erfahrungen über den Ersatz der Deckenanker durch Stehbolzen vor? Organ 1870, p. 85, 126 u. 140, sowie 1871, p. 100 u. 195.

Stockhamer, G., Bemerkungen über Stehbolzen. Organ 1876, p. 95.

Verankerung der Feuerbüchsen der Oldenburgischen Staatsbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 21.

d. Ueber messingene und eiserne Siederöhren und deren Befestigung.

Becker, Ludw., Ueber Siederöhren, deren Material, Einziehen, Befestigen und Dichten. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 10.

Büte, Th., Ueber das Schweissen eiserner Siederöhren. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 24.

Büte, Th., Ueber das Dichten eiserner Siederöhren. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 165.

Cart, Neues Verfahren zum Verbinden der Heizröhren von Dampfkesseln. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1861, Nr. 22. Scheffler's Organ 1861, p. 264.

Correns, J., Neue Methode, eiserne Siederöhren für Locomotiven anzustücken. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 168.

Welche Erfahrungen liegen über die verschiedenen Methoden des Dichtens und Anstückens der Feuerröhren vor? Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 23 u. III. Supplementband p. 153.

Welche Erfahrungen sind in Bezug auf den Durchmesser der Siederöhren gemacht? Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 23 und III. Supplementband des Organs p. 161.

Ueber eiserne Heizröhren. Heusinger v. Waldegg, Organ 1. Bd. 1846, p. 20.

Ueber eiserne Siederöhren auf der Bergisch-Märkischen Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 30. Statist. Nachrichten von den preussischen Bahnen 1863, p. 132

Essich, J. F., Einfache Vorrichtung zum Probiren der Heizröhren. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 124.

Everitt's Siederöhren. Mit Abbild. Uhland's Maschinen-Construct. 1873, Nr. 2. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 162.

Everitt's und Glydon's Verbesserungen an Heizröhren. London Journal 1851, Febr. p. 107. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 178.

Ueber die Fabrikation und Dauer der messingenen Siederöhren in mit Steinkohlen geheizten Locomotivkesseln. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 240.

Gleim, Const., Methode, wie bei den Locomotiven der Kaiser Ferdinands-Nordbahn die Heizröhren eingezogen werden. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846), p. 43. Polyt. Centralblatt 1846, p. 334. Dingler's polyt. Journal, 97. Bd. p. 95.

Lehmann, Einziehen der Siederöhren ohne Ringe. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 31. Polyt. Centralblatt 1853, p. 537.

Einziehen der Heizröhren nach Lemaitre. Heusinger v. Waldegg, Organ 1847, p. 133.

Lunge, Dr., Fabrikation der gezogenen schmiedeeisernen Röhren in Wolverhampton (Staffordshire). Breslauer Gewerbeblatt 1864, Nr. 21. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 91.

Mac-Connell's Verbesserungen an Heizröhren. The Pract. Mech. Journ. Sept. 1855, p. 126. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 177.

Malberg, Resultate der Verwendung von schmiedeeisernen Feuerröhren und gusseisernen Roststäben. Scheffler's Organ 1860, p. 246. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 13. Dingler's polyt. Journal, 156. Bd. p. 72.

Maschine zur Erweiterung der Siederohrenden. Mit Abbild. Organ 1878, p. 118.

Welches Material ist für die Siederöhren der Locomotiven besonders zu empfehlen und welche Dichtung ist bei dem verschiedenen Materiale am zweckmässigsten? Mit Abbild. I. Supplementband des Organs p. 126.

Muntz, G. F., Gewalzte Messingröhren. The Pract. Mech. Journal 1853, Jan. p. 234. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 198.

Siederöhren aus Muntz-Metall. Deutsche Industriezeitung 1864, Nr. 25. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 31.

Pfeil, E., Vorschlag zur Herstellung der dauerhaften Bördel der Siederohre. Mit Abbild. Organ 1877, p. 107.

Reinhardt, Paul, Ueber verschiedene Dichtungsarten der Siederöhren in den Rohrwänden der Locomotivkessel und Kosten der Siederohrunterhaltung per 100 Locomotivmeilen auf den Linien der Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 184 und 186.

Schirmer, Fr., Ueber eiserne Siederöhren. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 20.

Stockhamer, G., Dorn zur Erweiterung der Siederohrenden. Organ 1878, p. 210.

Liegen neuere Versuchsresultate über Verwendung von Siederöhren aus Stahl statt solcher aus Eisen in Locomotivkesseln vor, namentlich in Bezug auf Kesselsteinansatz und Dichtung in den Rohrwänden? VI. Supplementband des Organs p. 211.

Ueber die relative Verdampfung von Messing- und Eisenröhren. The Artizan Febr. 1858. Scheffler's Organ 1859, p. 261.

Verhalten schmiedeeiserner Feuerröhren bei Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 32. Scheffler's Organ 1860, p. 298. Polyt. Centralblatt 1860, p. 1376. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 32.

Verhalten der Siederöhren bei verschiedenen Brennmaterialien auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahuwesen 1865, p. 40.

e. Ueber Roststäbe und Rauchkammern.

Becker's, Ludw., Locomotivrost. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 203.

Collinson's Roststäbe für Locomotiv- und andere Kesselfeuerungen. Mit Abbild. Uhland's Maschinen-Construct. 1869, p. 205. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 234.

Couche, Schutzmittel für die Roststäbe in der Locomotive. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 22.

Crampton, Th. R., Treppenrost für Locomotiven und andere Dampfkessel. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 20.

Diefenbach, Locomotivrost und Flacheisen. Mit Abbild. Organ 1880, p. 153.

Fritz, H., Rauchkammerthürverschluss. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 11.

Gross, Locomotivrost aus Flacheisen. Mit Abbild. Organ 1880, p. 12.

Gruson, G., Beweglicher Rost in den Rauchkammern der Locomotiven zur Verhinderung des Funkenwerfens. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 242.

Heusinger v. Waldegg, Heizröhren. Klappenapparate. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1846 (1. Bd.), p. 46.

Heusinger v. Waldegg, Ueber die Mängel der bisherigen Verschlüsse der Rauchkammerthüren und einen zweckmässigen bei den Locomotiven der Taunusbahn eingeführten derartigen Verschluss. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1853, p. 74.

Roststäbe mit Rippen von Warren E. Hill in New-York. Mit Abbild. Mechanics Magazine, Febr. 1867, p. 85. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 170.

Luftzug an der Rauchkammerdecke der Locomotiven von der französischen Nordbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1847, p. 141.

Malberg, Resultate der Verwendung gusseiserner Roststäbe. Scheffler's Organ 1860, p. 249.

Notiz über eine neue Rauchkammer-Construction der Maffei'schen Locomotivfabrik in München. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 207.

Eigenthümliche Einrichtung der Rauchbüchsen bei neueren amerikanischen Locomotiven. The Pract. Mech. Journ. Decbr. 1854, p. 195. Organ 1855, p. 46.

Reparaturen der Rauchkastenrohrwände bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 37. Uhland's Maschinen-Construct. 1868, p. 164.

Rost aus Siederöhren bei einer Locomotive der Pariser Ausstellung von 1867. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 102.

Roststäbe der Locomotiven der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Gusseiserne Roststäbe für Locomotiven. Mit Abbild. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1860, p. 387. Polyt. Centralblatt 1860, p. 1299.

Sind bei Locomotiven die gusseisernen Roststäbe den schmiedeeisernen vorzuziehen, und welche Form ist bei beiden Materialien für die verschiedenen Brennmaterialien die beste? VI. Supplementband des Organs p. 231.

Ueber Roststäbe von amerikanischen Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 211.

Schulze's, F., beweglicher Rost für Locomotiven. Mit Abbild. Eisenbahnzeitung 1850, Nr. 12, Polyt. Centralblatt 1850, p. 967.

Verhalten der Roststäbe bei verschiedenen Brennmaterialien auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 39.

Verhalten der Rauchkammern bei Kohlenheizung auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 40.

Begründung des Princips der Verkleinerung der freien Rostfläche bei der Beheizung der Locomotiven mit Steinkohlen und Cokes. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 159.

Walzwerke für Roststäbe. Civil-Ingenieur 1866, p. 353. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 132.

Wasserroste und Schüttelroste bei amerikanischen Locomotiven. Mit Abbild. Organ 1874, p. 74.

f. Ueber Sicherheitsventile und Federwaagen.

Allesch's, J., Federwaage. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 109.

Baillie's Federwaage. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 107.

John Baillie's Sicherheitsventile und ihre Resultate. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 89 und 94. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1855, p. 344.

Büte, Th., Sicherheitsventile bei Locomotiven auf der Pariser Ausstellung 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 163.

Correns, J., Ueber die Unzuverlässigkeit der Sicherheitsventile und die bei den Locomotiven der Frankfurt-Hanauer Bahn angewandten verbesserten Federwaagen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 142. Polyt. Centralblatt 1853, p. 138.

Correns, J., Beschreibung des verbesserten Sicherheitsventils für Locomotiven und andere Dampfkessel. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 152. Polyt. Centralblatt 1853, p. 140.

Engerth, W., Ueber die Anordnung von Ventilen bei Locomotivkesseln. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1850, p. 169. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 41. Eisenbahnzeitung 1851, p. 65.

Sicherheitsventil mit Federbelastung und Compensationshebel. The pract. Mech. Journ. 1851. Nov. p. 185. Polyt. Centralblatt 1852, p. 17.

Fischer v. Rösslerstamm, Verbesserung an Sicherheitsventilen bei Locomotiven. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1851, p. 60. Polyt. Centralblatt 1851, p. 907.

Hawthorn's, W., ringförmige Sicherheitsventile. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 18. Pract. Mech. Journ. 1855, p. 99.

Einrichtung des Kirchweger'schen Sicherheitsventils mit unveränderlicher Gewichtsbelastung. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 98.

Sicherheitsventile von Kitson's Locomotive auf der Pariser Ausstellung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 97.

Ueber das vom Professor Klotz erfundene Sicherheitsventil. Scheffler's Organ 1858, p. 166.

Landauer, Vinc., Bericht über die Verbesserungen der Federwaagen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 84 u. 107. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1852, p. 221 u. 233. Polyt. Centralblatt 1853, p. 714 u. 776.

Lausmann's Federwaage. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 93.

Lemonnier und Vallée's verbesserte Federwaage für Locomotiven und Sicherheitsventile mit Gewichtsbelastung für stehende und Schiffsdampfkessel. Bullet. de la soc. d'encourag. 1852. Sept. p. 581. Polyt. Centralblatt 1853, p. 786.

Lindner, Neues Sicherheitsventil. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1857, p. 110.

Luschka's Sicherheitsventil. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 92. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1852, p. 221. Polyt. Centralblatt 1853, p. 714.

Manometer-Sicherheitsventil (Patent Helwig und Kayser). Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1877, p. 240.

Meggenhofen's, Ed., Federwaage. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 110.

Meyer's, Georg, verbessertes Sicherheitsventil. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 120.

Meyer, Georg, Notiz über Construction der Sicherheitsventile bei Locomotivkesseln. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 155.

Poppe, Dr. A., Beschreibung eines vom Ingenieur Meggenhofen vorgeschlagenen verbesserten Sicherheitsventils für Locomotiven. Mit Abbild. Dingler's polyt. Journal 120. Bd., p. 88. Polyt. Centralblatt 1851, p. 760.

Preisaufgabe für die Verbesserung der Federwaagen bei Locomotiven. Zeitschrift des niederösterr. Gewerbe-Ver. 1851, Nr. 16. Organ für Eisenbahnwesen 1851, Beiblatt p. 38.

Sicherheitsventil von Ramsbottom auf der Pariser Ausstellung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 98.

Ueber Ramsbottom's Sicherheitsventil bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 249.

Resultate von Versuchen über die Elasticität von Blattfedern, Kautschukbuffern und Springfedern für Federwaagen. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 81. Le Technologiste 1851. Avril p. 366.

Ueber Sicherheitsventile von amerikanischen Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 210. Engineering 1870, p. 128.

Weidtmann, J., Theoretische Darstellung einer Federwaage. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 85.

Wetterneck's doppelt wirkendes Sicherheitsventil. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 43. Zeitschrift des öster. Ingen.-Ver. 1855, Nr. 1.

Wurm's, Fr. X., Federwaagen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 110.

Verbesserter Dampf- und Wasserhahn (Stop cock). Mit Abbild. Deutsche Gewerbezeitung 1846, Nr. 100. Heusinger v. Waldegg. Organ 1847, p. 168.

Dietz, Wasserstandsrohre für Dampfkessel. Mit Abbild. Annales des mines 1852, 1. Livr. p. 120. Polyt. Centralblatt 1852, p. 980.

Fife, G., Wasserstandsrohr mit Manometer. Mit Abbild. The pract. Mech. Journal 1853, July p. 91. Polyt. Centralblatt 1853, p. 128.

Fritz, H. H., Neuer Wasserstandszeiger mit einfachem Probirhahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1853, p. 129. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1347.

Fritz, H., Waschbolzen, Rost- und Rauchkammerthürverschluss von französischen Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 8.

Gassebner's, Ludw., Wasserstandsprobirwechsel für Locomotiven und andere Dampfkessel. Mit Abbild. Organ 1874, p. 251.

Goodfellow's, J., Wasserstandszeiger mit Glimmerfenster für Dampfkessel. The pract. Mech. Journal 1851, Nov. p. 167. Polyt. Centralblatt 1852, p. 18.

Hagen, E., Zweckmässige Gitter für Wasserstandsgläser. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 31.

Heusinger v. Waldegg, Neue Wasserstandszeiger mit Doppelsitzabsperrventilen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 107.

Heusinger v. Waldegg, Beschreibung der Wasserstandszeiger an den neuen Locomotiven der Cockerill'schen Maschinenfabrik zu Seraing. Mit Abbild. Organ 1847, p. 144.

Howe's, G., Wasserstandszeiger für Dampfmaschinen. Mit Abbild. Mech. Magaz. 1848, Nr. 1300. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 86.* Polyt. Centralblatt 1849, p. 1121.

Kernaul's, J., verbessertes Absperrventil für Wasserstandszeiger und Probirhähne. Mit Abbild. Organ 1876, p. 243.

Läutevorrichtung mittelst Dampf an amerikanischen Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1875, p. 220.

Läutewerk für Locomotiven von A. Dülken. Mit Abbild. Organ 1878, p. 220.

Lendecke, O., Sicherheitsvorrichtung beim Platzen der Wasserstandsgläser. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 188.

Maass, E. D., Sicherungshahn für Locomotiven. Mit Abbild. Eisenbahnzeitung 1853, p. 165. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1435.

Mannhart, X., Neue Speiseköpfe mit Absperrhahn und Kegel- und Kugelventil für Locomotivkessel. Mit Abbild. Organ 1868, p. 242.

Mannhart, F. X., Neue Dampfabsperrventile, Wasserstandszeiger und sonstige Kesselarmaturen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 230.

Menberg's Verbesserung an Wasserstandsgläsern. Uhland's pract. Maschinen-Constr. 1870, p. 85. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 82.

Meyer's, Heinr., Wasserstandszeiger, mit beim Bruche der Glasröhre sich selbstthätig schliessenden Ventilen (D. R. P. Nr. 8690). Mit Abbild. Uhland's Maschinen-Construct. 1880, p. 254.

Einfaches Mittel, das Springen der Wasserstandsgläser zu verhindern. Deutsche Industriezeitung 1863, p. 519. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 165.

Pohls', Ed., Dampfläutewerk. Mit Abbild. Organ 1879, p. 38.

Rau, Ed., Ueber eine verbesserte Beleuchtungsweise der Wasserstandszeiger an Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 124.

Reuleaux, F., Wasserstandszeiger mit selbstthätigem Abschlusse. Mit Abbild. Civilingenieur 1851, p. 148. Scheffler's Organ 1858, p. 23.

Schäfer's selbstthätiges Läutewerk für Rangirlocomotiven. Mit Abbild. Organ 1878, p. 75.

Signalglocken für Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 37 nach Engineering.

Stockhamer, G., Bemerkungen über Reinigungsluken und Auswaschlöcher. Mit Abbild. Organ 1876, p. 56.

Verbessertes Wasserstandsglas für Locomotiven von J. Thornton & Sohn in Birmingham. Mit Abbild. The pract. Mech. Journal 1852, p. 252. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 52. Polyt. Centralblatt 1852, p. 546.

Umhüllung der Wasserstandsgläser mittels eines Schirms von Splintdraht. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 169. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1865, p. 112.

Einfache Wasser- und Dampfhähne an den Locomotiven der Eisenbahn von Paris nach Orleans. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 83. Polyt. Centralblatt 1852, p. 666.

Verbesserter Wasserstandszeiger (Patent R. Koch und H. Müller). Mit Abbild. Organ 1878, p. 105.

Webb's Locomotivkessel-Armatur. Engineering Juni 1872, p. 423. Organ 1873, p. 116.

Webb's Wasserstandsglas für Locomotiven. Mit Abbild. Engineering 1873, Januar p. 36. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 81.

des Feuers zu erzielen, sind noch besondere Vorrichtungen vorhanden. Es ist jedoch zweckmässig bei der Locomotivheizung im Allgemeinen dahin zu streben, dass von diesen letzteren Vorrichtungen ein möglichst geringer Gebrauch gemacht wird.

Das zur Locomotivheizung jetzt meistens verwendete Brennmaterial ist Steinkohle; statt der Steinkohle wurde früher Coke verwendet.

Gegen Ende der fünfziger Jahre wurden Versuche zur Heizung der Locomotiven mit Steinkohlen angestellt, um bei dem hohen Preise des Coke, wenn möglich, Ersparnisse zu erzielen.

Die andauernd fortgesetzten Versuche ergaben endlich das unerwartete Resultat, dass die Leistung der Kohle pro Gewichtseinheit beim Locomotivbetriebe derjenigen des Coke fast gleich ist.

Da nun die Kohle erheblich billiger ist, als Coke, so konnten Ersparnisse durch Heizung von Kohle statt Coke beim Betriebe der Eisenbahnen herbeigeführt werden, welche, da die Ausgabe für Heizmaterial bei Kohlenheizung etwa $^1/_{10}$ — $^1/_{25}$ der gesammten Betriebsausgaben beträgt, und da ferner Coke oft 20—40 % theurer pro Gewichtseinheit ist als Kohle, gewiss von wesentlicher Bedeutung sind.

Es ist daher auch jetzt die Steinkohle als ein fast allgemein gebräuchliches Heizmaterial für Locomotiven in Verwendung und wird Coke statt Steinkohlen nur dann noch verwendet, wenn eine Verminderung des Rauchs bei der Heizung dringend geboten ist.

Um den bei der Kohlenheizung vorkommenden Rauch möglichst zu verhüten, sind verschiedene Mittel angewendet worden. Es ist indess bis jetzt noch nicht gelungen, praktische Apparate, welche eine vollständige Rauchverbrennung veranlassen, für Locomotiven herzustellen; es kann aber durch eine geschickte Behandlung des Feuers der Rauch erheblich vermindert werden.

Ferner wird auch noch Braunkohle, Holz und Torf zur Locomotivheizung verwendet.

Die Wahl der Brennmaterialien hängt von verschiedenen Umständen ab, namentlich davon, ob diese Materialien in genügender Quantität und Qualität in der Nähe der betreffenden Bahn vorkommen.

Dabei ist zu beachten, dass die zur Locomotivheizung verwendeten Brennmaterialien möglichst wenig fremde Bestandtheile enthalten, da sonst bei der, wegen der Kleinheit des Rostes, nothwendigen raschen Verbrennung viel unverbrennbares Material sich auf dem Roste sammeln und den Zug resp. die Dampferzeugung sehr stören würde.

Bei dem erforderlichen starken Luftzuge tritt der Uebelstand ein, dass brennende Funken aus dem Schornsteine ausgeworfen werden, welche namentlich in trockener Jahreszeit Zündungen veranlassen können. Es war daher eine Nothwendigkeit zur Verhütung des Funkenauswurfes, namentlich bei Torf-, Holz- und Kohlenheizung, geeignete Vorrichtungen, sogenannte Funkenfänger anzubringen.

§ 2. Vorgänge bei der Verbrennung von Brennmaterialien in Locomotiven. — Die auf dem Roste einer Locomotive befindlichen Brennmaterialien bestehen im Wesentlichen aus Kohlenstoff und Wasserstoff. Diese letzteren verbinden sich bei der Verbrennung mit dem Sauerstoff der durch den Rost eintretenden atmosphärischen Luft.

Der Kohlenstoff bildet mit dem Sauerstoff bei vollständiger Verbrennung Kohlensäure, bei weniger vollständiger Verbrennung Kohlenoxydgas und unverbrannt mit fortgerissen setzt er sich als Russ ab. Der Wasserstoff bildet mit dem Sauerstoff Wasser (in Dampfform) und mit Kohlenstoff Kohlenwasserstoffgas.

Die bei der Verbrennung erzeugte Wärme muss dem Kesselwasser zugeführt werden. Diese Wärmeübertragung geschieht durch die zwischen den heissen Gasen und dem Kesselwasser befindlichen Wände der Feuerbüchse und der Siederohre. Diese Wände nehmen die entwickelte Wärme theils durch Strahlung, theils durch Berührung mit den heissen Gasen, wodurch letzteren Wärme entzogen wird, auf.

Das Wärmeleitungsvermögen ist nicht gleich für alle Körper, und ist es daher zweckmässig, hierfür solche Metalle zu wählen, deren Wärmeleitungsvermögen möglichst gross ist.

Metalle sind im Allgemeinen gute Wärmeleiter.

Substanzen.	Volumen-Ausdehnung.	Flächen-Ausdehnung.	Längen-Ausdehnung.
Blei	0,008545	0,005697	$0{,}002848 = \frac{1}{351}$
Gusseisen	0,003330	0,002220	$0{,}001110 = \frac{1}{901}$
Kupfer	0,005151	0,003434	$0{,}001717 = \frac{1}{582}$
Messing	0,005603	0,003735	$0{,}001868 = \frac{1}{535}$
Stabeisen	0,003546	0,002364	$0{,}001182 = \frac{1}{846}$
Stahl, ungehärtet . .	0,003236	0,002158	$0{,}001079 = \frac{1}{927}$
Stahl, gehärtet . . .	0,003719	0,002479	$0{,}001240 = \frac{1}{807}$
Zink	0,008825	0,005883	$0{,}002942 = \frac{1}{340}$

Wenn die Wärmeleitungsfähigkeit des Silbers = 1 gesetzt wird, so hat man für die folgenden Metalle in Bezug auf Wärmeleitungsfähigkeit folgende Werthe:

Kupfer = 0,736,
Zink = 0,193,
Zinn = 0,145,
Eisen = 0,119,
Blei = 0,085,
Wismuth = 0,018.

Die Körper werden durch die Wärme gleichzeitig ausgedehnt.

In der vorstehenden Tabelle sind die Ausdehnungscoëfficienten einiger Körper angegeben und zwar für eine Wärmezunahme von 0 bis 100° C.

§ 3. Allgemeines über Brennmaterialien zur Heizung von Locomotiven. — Im Allgemeinen kann man die zu irgend welchen Zwecken verwendeten Brennmaterialien je nach ihrer physischen Beschaffenheit eintheilen in:

1) feste,
2) flüssige,
3) luftförmige.

Bei der Locomotivheizung haben bislang nur die ersteren eine allgemeine Anwendung gefunden, während die flüssigen und luftförmigen Brennmaterialien bisher nur versuchsweise zur Anwendung gekommen sind.

Steinkohlen sind das Product der Zersetzung von Vegetabilien unter Nichthinzutreten der atmosphärischen Luft. Die Textur der Pflanzen ist nur noch selten erkennbar.

Die Natur der Steinkohlen variirt nicht allein nach dem Gewinnungsorte, sondern auch häufig mit der Tiefe desselben und den verschiedenen Umständen der Lagerung.

Man kann die Steinkohlen nach ihrem Verhalten beim Erhitzen im verschlossenen Raume oder beim Vercoken eintheilen in drei verschiedene Arten, zwischen denen jedoch eine scharfe Grenze überall nicht vorhanden ist:

1) Sandkohle, behält beim Verbrennen ihre ursprüngliche Form bei verringertem Volumen, die zerkleinerten Theile bleiben pulverig;

2) Sinterkohle, verhält sich beim Verbrennen nahezu wie die vorige Sorte, nur backen die verbrannten zerkleinerten Theile zu einer lockeren Masse zusammen;

3) Backkohle, bläht sich beim Verbrennen stark auf und bildet eine mehr oder minder locker zusammengebackte Masse.

Nach R. Peters kann man die Steinkohlen in 6 Hauptarten eintheilen, welche durch ihr Verhalten in der Hitze, ihre Elementarzusammensetzung, geognostische Lagerung und praktische Verwendung unterschieden werden.

	Langflammige feuerstoffreiche Kohlen.			Kohlenstoffreiche kurzflammige Kohlen.		
	a. Magere Flammkohlen.	b. Sinternde Flammkohlen.	c. Backende Flammkohlen.	d. Fettkohlen (backend).	e. Esskohlen (sinternd).	f. Anthrazitkohlen (mager).
	Mittlerer Gehalt der organischen Theile an Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff.					
Kohlenstoff	80,8	83,4	84,8	89,0	90,7	92,0
Wasserstoff	5,2	5,4	5,2	5,0	4,5	4,0
Sauerstoff und Stickstoff	14,0	11,2	10,0	6,0	4,8	4,0
	Durchschnittlicher theoretischer Heizeffect der organischen Theile.					
	14	15	15	16	16	16

Der Aschengehalt variirt von 4—30 %; dabei kann man rechnen 4—8 % für beste, 8—12 % für gute, 12—18 % für mittelmässige und über 18 % für schlechte Steinkohlen.

Der Schwefelgehalt der Kohlen sowohl als des Coke variirt von $\frac{1}{2}$ bis 2 %.

Das specifische Gewicht der Steinkohlen variirt von 1,2 bis 1,4.

Es ist hier noch zu bemerken, dass die Anthrazitkohle fast ohne leuchtende Flamme verbrennt und kann man sie bei höheren Kohlenstoffprocenten eigentlich als natürlichen Coke betrachten.

Braunkohlen, **Lignite** (holzartige Braunkohle) sind Steinkohlen der jüngsten Formation, welche noch Spuren von Vegetation zeigen; einige Arten zeigen sogar noch Spuren von kaum zersetztem Holze.

Nach Schübler und Hartig ist der Wassergehalt einiger frisch geschlagener Hölzer folgender:

Hainbuche. . . .	18,6 %,
Ahorn	27 -,
Birke	30,8 -,
Kiefer	39,7 -,
Rothtanne	45,2 -,
Italienische Pappel .	48,2 -,
Lärchentanne. . .	48,6 -,
Schwarzpappel . .	51,8 -.

Es ist nothwendig diesen Wassergehalt zu vermindern und geschieht dieses durch Austrocknen an der Luft. Als durchschnittlichen Wassergehalt nach einjährigem Trocknen kann man etwa 20 % annehmen.

Man kann die Hölzer im Allgemeinen eintheilen in harte und weiche Hölzer. Zu den harten Hölzern gehören:

Ahorn, Birke, Buche, Eiche, Erle, Esche, Ulme;

zu den weichen Hölzern dagegen:

Linde, Pappel, Weide, Fichte, Lärche, Tanne, Kiefer.

Die mehr oder weniger grosse Härte hängt ab von der mehr oder minder grossen Dichte der Zellengefässe.

Die letzteren haben im Allgemeinen einen weniger hohen Preis, und obgleich weniger reich an Holzfaser und leichter als die ersteren bei gleichem Volumen eine geringere Wärmemenge gebend, werden sie für Locomotivheizung doch vorgezogen, da ihre minder feste Textur die Verbrennung leichter macht.

Der in den Zellengefässen enthaltene Pflanzensaft enthält theils organische, theils unorganische Bestandtheile. Die unorganischen Bestandtheile ergeben den Aschengehalt.

Nach Berthier giebt

Fichte . .	0,83 %,
Birke . .	1,0 -,
Kiefer . .	1,24 -,
Eiche . .	2,25 - und
Linde . .	5,0 - Asche.

Im Allgemeinen kann man bei lufttrockenen Hölzern

40 Theile Kohle,
40 Theile gebundenen Wassers und
20 Theile hygroskopischen Wassers

annehmen.

Die reine Holzfaser besteht aus 52,65 Kohlenstoff, 5,25 Wasserstoff und 42,10 Sauerstoff.

Bei der Lieferung der Hölzer ist namentlich darauf zu halten, dass das Holz vor mindestens einem Jahre geschlagen und in bedeckten Räumen getrocknet ist; dass ferner der Wassergehalt höchstens 20 % beträgt, was durch Versuche zu controliren ist.

Das Holz theilt mit dem Torf und der Braunkohle den Uebelstand eine grosse Menge Funken zu entwickeln; man muss daher auch für alle mit Holz geheizte Maschinen Funkenfänger anwenden. Das Holz bietet aber den grossen Vortheil, dass die Wände der Feuerbüchse und die Sideröhren nicht angegriffen werden, was die

Endlich ist noch die mehr oder weniger grosse Gefahr wegen Zündungen zu berücksichtigen.

Aus allen diesen Umständen resp. der Berücksichtigung der dahin einschlagenden Verhältnisse folgt die Wahl des Brennmaterials.

Es wird durch diese Umstände bedingt, dass man in Bayern, Württemberg und Oldenburg mit Torf die Locomotiven heizt; ferner dass in Russland, der Schweiz, Nordamerika vielfach mit Holz gefeuert wird.

§ 5. Ueber Kohlenheizung bei Locomotiven. — Eine zur Locomotivheizung sich eignende Kohle muss folgenden Bedingungen genügen:

1) bei der Verbrennung keinen starken Rauch entwickeln;
2) sie darf nicht auf dem Roste zusammenbacken, da sonst der Zug gehindert würde; auch nicht an Volumen zunehmen, indem sie sich aufbläht; sie muss vielmehr soviel als möglich die ursprüngliche Form während der Verbrennung bewahren und darf daher auch nicht zerbröckeln, so dass sie alsdann durch den Rost fallen kann;
3) der Aschengehalt darf höchstens 10 bis 12 % betragen.

Bei Gebrauch der Steinkohlen bei Locomotiven entwickelt sich bei nicht genügender Luftzuführung ein bedeutender Rauch, und ist die Verbrennung alsdann nicht mehr vollkommen. Um diesen Uebelstand zu beseitigen, sind Rauchverbrennungsapparate angewendet worden.

Es giebt indess gewöhnliche Mittel, welche das Rauchen bedeutend verhindern und zugleich einen grösseren Nutzeffect bei Verbrennung der Kohle erzielen:

1) man muss die Kohlenschicht nur 0,15 m bis 0,3 m hoch, je nach der Natur der Kohle, halten;
2) häufig Kohle nachfüllen, auf die Weise, dass man nur immer eine kleine Kohlenmenge nachgiebt, und zwar dahin, wo das Feuer anfängt dünne zu werden;
3) streng darauf halten, dass die Locomotivführer auf den Stationen mit durchgebranntem Feuer ankommen.

Die Kohle kommt bei der Locomotivheizung in drei verschiedenen Formen zur Anwendung:

1) Stückkohle (ausgesiebte Würfelkohle);
2) Gruben- oder melirte Kohle;
3) Kleinkohle.

Unter Stückkohle versteht man solche Kohle, welche nur aus groben Stücken, wohingegen Würfelkohle nur aus grösseren Stücken von etwa 50 mm Flächenbegrenzung besteht.

Da nun aber die geförderte Kohle eine grosse Menge Kohle enthält, welche den vorstehend beregten Anforderungen nicht entspricht, so wird eine Trennung dieser Kohlentheile nach der Förderung nothwendig. Den nach der Scheidung der Stückkohle gewonnenen Rückstand nennt man Kohlenklein oder Kleinkohle.

Grubenkohle oder auch wohl melirte Kohle nennt man die Kohle in dem Zustande, wie sie aus der Grube kommt. Die Grubenkohle enthält bis 50 % und darüber an Kleinkohle. Diese letztere wird entweder in diesem Zustande bei der Locomotivheizung verwendet oder zur Fabrikation von Briquets oder Coke benutzt.

Die Stückkohle wurde bei der Wiederaufnahme der Kohlenheizung deshalb am meisten verwendet, weil sie in ihrer Behandlungsweise dem damals allgemein üblichen Coke am nächsten kommt.

Doppelwände aus Blech oder Gusseisen, an diese anschliessend ein unten zu entleerender Kasten. Dabei wird noch als zweckmässig erachtet, die Rohrwand in ihrem unteren Theile durch eine fest anschliessende, an ihrem oberen Ende abgerundete Kupferplatte von etwa 7 mm zu schützen. (Vergl. p. 287.) Die mit den Kohlen in Berührung kommenden Tenderwandungen kann man durch passende Holzverschalung schützen.

§ 6. Allgemeines über Rauchverbrennungs-Apparate. — Unter den bei der Locomotivheizung sich zeigenden Uebelständen ist namentlich das bei Kohlenheizung eintretende lästige Rauchen, welches einestheils das Publikum und das Zugpersonal belästigt und anderntheils die Fuhrwerke beschmutzt, sowie auch endlich den Nutzeffect der Kohlenheizung herabzieht.

Um das Rauchen zu beseitigen, sind schon verschiedene Constructionen in Vorschlag und in Anwendung gebracht worden, ohne dass jedoch bis jetzt die Auffindung eines Mittels, welches dem Rauchen gänzlich Einhalt geböte, gelungen wäre.

Eine wirkliche Ersparniss an Brennmaterial lässt sich bei Locomotiven durch Rauchverbrennung schwer erzielen und hat man bei den an Locomotiven angebrachten Apparaten auch nur hauptsächlich das Vermeiden des Rauchens bezweckt.

Wenn, wie später gezeigt wird, in der That bei Rauchverbrennungs-Apparaten ein Minderverbrauch an Kohlen erzielt wird, so rührt dieser Minderverbrauch wohl zum geringsten Theile nur von dem meistens nur theilweisen Verbrennen des Rauches her, sondern dürfte zum grössten Theile in anderen Umständen zu suchen sein.

Die bei Locomotiven zur Anwendung gekommenen Mittel zur Verhütung des Rauches kann man eintheilen in:

1) Mittel, deren Wirkung auf keiner besonderen mechanischen Einrichtung beruht;
2) Mittel, bei denen durch besondere mechanische Einrichtungen der Zweck erreicht wird, resp. erreicht werden soll.

Die unter 1) beregten Mittel zur Verhütung des Rauchens bestehen in einem achtsamen Einfeuern des Brennmaterials von Seiten des Heizers und Heizung mit möglichst stückreicher Kohle.

Ferner muss das Einfeuern frischer Kohle während der Fahrt geschehen, so dass die Führer auf den Stationen immer mit durchgebranntem Feuer ankommen.

Ebenso kann man diesen Uebelstand vermindern durch Auswahl von solchen Kohlen, welche möglichst wenig Rauch verbreiten.

Soll aber der Rauch unter allen Umständen auf ein Minimum reducirt werden, so müssen andere Brennmaterialien, z. B. Coke, zur Heizung der Locomotiven verwendet werden.

Die Mittel, durch welche mittelst besonderer mechanischer Einrichtungen die Rauchverbrennung erzielt werden soll, lassen sich eintheilen in:

I. Zuführung von Luft in die Feuerkiste ausserhalb des Rostes.
 a. Frische Luft allein,
 b. mit frischem Kesseldampf gemischte frische Luft;

II. Besondere Anordnungen des Rostes.
 1. Vergrösserung der Roste,
 2. Neigung der Roste,
 3. Anwendung von Treppenrosten,
 4. Anbringung von zwei Rosten,
 5. Theilung des Rostes;

III. Anordnungen, um eine Mischung der Gase und dadurch die Rauchverbrennung derselben zu veranlassen.

a. Anbringung von Schirmen aus Chamotte, Gusseisen;

b. Theilung der Feuerkiste durch Sieder.

Diese genannten Mittel sind bei ihrer Anwendung mehr oder weniger combinirt von einzelnen Constructeuren angewendet.

§ 7. I. Rauchverbrennung mittelst Zuführung von frischer Luft.

a. Frische Luft allein.

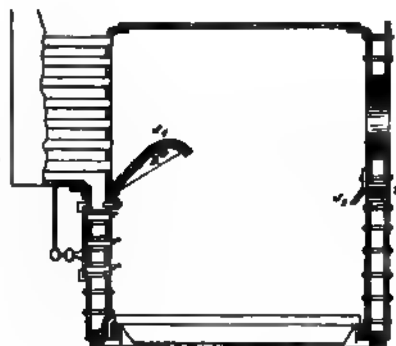
1. Bereits im Jahre 1841 wurden auf der Midland-Bahn von Hall 18 Oeffnungen von 50 mm Durchmesser dicht unter den Siederohren angebracht; in dem Zwischenraume zwischen Siederöhren und den beregten Oeffnungen wurde dann später noch ein Schirm aus feuerfesten Steinen angebracht, wodurch das sofortige Entweichen der frischen eintretenden Luft direct in die Siederöhren verhindert wurde und gleichzeitig eine Mischung der frischen Luft mit den Verbrennungsgasen veranlasst werden sollte.

Ueber der Feuerthür war ferner noch ein zweiter nach innen geneigter Schirm angebracht.

Diese Anordnungen wurden später von Garrow und Jenkins wieder aufgenommen.

2. Die von Jenkins construirte Einrichtung, welche im Wesentlichen mit der vorhergehenden übereinstimmt, ist aus nachstehenden Fig. 1 und 2 zu ersehen und besteht darin, dass drei Reihen Stehbolzen in der vorderen und eine Reihe in der hinteren Wand der Feuerkiste durch Röhren r von 50 mm lichter Weite ersetzt sind, welche ähnlich den Stehbolzen aussen mit Gewinde versehen und in die Feuerkistenwände eingeschraubt sind; ausserdem hat die Feuerthür t noch Oeffnungen für das Hinzutreten von Luft.

Fig. 1. Fig. 2.



Jenkins Rauchverbrennungsapparat, 1/25 d. nat. Gr.

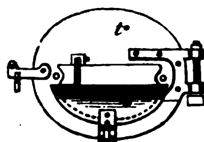
Alle Oeffnungen können von dem Heizer mittelst entsprechender Schieber mehr oder weniger geschlossen werden.

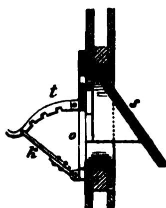
Im Innern der Feuerkiste sind über den genannten Oeffnungen Schirme s_1, s_2 angebracht, welche eine innige Vermengung der frischen Luft mit den Flammen veranlassen sollen.

Der an der hinteren Wand befindliche kleine Schirm s_2 ist durch ein kleines Winkeleisen hergestellt, während der andere grössere Schirm s_1 aus Gusseisen besteht.

3. Bei der von dem Engländer Lee construirten Rauchverbrennung tritt die frische Luft nur durch die Feuerthür *t* (siehe Fig. 3 und 4) ein.

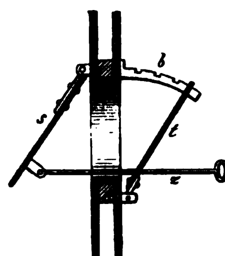
Fig. 3. Fig. 4.





Lee's Feuerthür, 1/25 d. nat. Gr.

Fig. 5.



1/25 d. nat. Gr.

Diese letztere hat zu diesem Zwecke eine durch eine Klappe *k* zu verschliessende Oeffnung *o* und im Innern der Feuerkiste einen an der Feuerthür befindlichen Schirm *s*, welcher die eintretende Luft nach unten leiten soll.

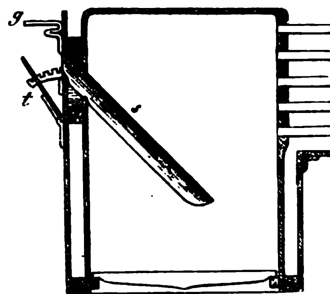
Diese Einrichtung hat den grossen Vortheil der Einfachheit und Billigkeit.

4. Andere Constructeure haben auch wohl im Innern der Feuerkiste einen drehbaren Schirm *s* (siehe vorstehende Fig. 5) angebracht, dessen Stellung durch eine nach aussen gehende Zugstange *z* regulirt werden kann. Dieser Schirm *s* nimmt dabei die ganze Breite der Feuerkiste ein.

Die Feuerthür *t* selbst ist bei dieser Vorrichtung nicht seitwärts, sondern unten an den Scharnierbändern aufgehängt und kann man ihr vermittelst Einlegens ihrer Klinke in einen Zahnbogen *b* verschiedene Stellungen geben. Die eintretende Luft muss danach zwischen Thüre *t* und Schirm *s* hindurch und erhält hierdurch von vorn herein eine Richtung nach unten, wodurch dieselbe gezwungen wird, möglichst nahe über das Feuer zu streichen.

Bei diesen beiden letzteren Anordnungen wird die Rohrwand durch die Schirme nicht verdeckt, sie haben aber dagegen den Uebelstand, dass der im Innern der Feuerkiste befindliche Schirm wegbrennt und des Oefteren erneuert werden muss.

Fig. 6.



1/50 d. nat. Gr.

5. Die Anbringung dieses Schirmes *s* ist auch noch in der Weise verbessert, wie Fig. 6 zeigt. Der zur Handhabung des Schirmes *s* aus Flacheisen hergestellte Griff *g* ist derartig gekröpft, dass er auf das kleine oberhalb der Thür *t* befindliche Schutzblech geschoben und so festgehalten werden kann. Behufs einer eintretenden Reparatur der Siederöhren oder des Schirmes selbst kann derselbe leicht herausgenommen werden. Er besitzt aber ebenfalls den Uebelstand, dass er häufig erneuert werden muss.

6. Eine ebenfalls hierher gehörige Anordnung ist Stösger's Rauchverbrennungs-Apparat (siehe Fig. 3, Tafel XIII). Auf zwei schmiedeeisernen Trägern *t t* ruht ein gusseiserner Ring *g*, welcher einen Chamottering *c*, der am oberen Ende wieder durch ein gusseisernes Ringstück bedeckt wird, trägt. Der Chamottering hat eine lichte Weite von 0,288 m und eine Höhe von 0,262 m. Oberhalb dieses Ringes ist ein schmiedeeiserner Schirm *s* so angebracht, dass zwischen der Oberkante des Rohres und der unteren Fläche des Schirmes ein Zwischenraum von 0,052 m bleibt.

Rohr r von 23 mm innerem Durchmesser, bei welchem aus sechs bis acht divergirenden Löchern von $2^1/_2$ mm Weite, die gleichmässig vertheilt sind, Dampf ausströmt, und mit diesem wird die durch die Feuerthür einströmende Luft nach allen Punkten der Feuerbüchse mitten durch die brennenden Gase geführt.

Die Löcher müssen derartig eingebohrt sein, dass die Dampfstrahlen, welche aus denselben hervortreten, eine Art Decke über dem Brennstoffe bilden.

Indem man nun mehr oder weniger die Feuerthür t öffnet und Luft eintreten lässt, verbrennen mit deren Hülfe unter der Dampfhülle, die aus einer unvollständigen Verbrennung herrührenden Gase. Die durch die Feuerthür eintretende kalte Luft wird durch die Dampfhülle verhindert direct in die Siederöhren überzugehen, so dass dadurch und durch die mittelst der Dampfstrahlen erzeugten Wirbel eine vollständige Verbrennung des Rauches erfolgt.

Die Dampfzuströmung wird durch einen Dampfhahn h nach Belieben regulirt.

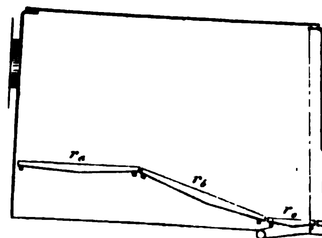
Der eintretende Verlust an Dampf soll nach angestellten Versuchen durch vortheilhaftere Verbrennung wieder aufgewogen werden, da die Maschinen mit Apparat weniger Brennmaterial als die Maschinen ohne Apparat erforderten.

§ 8. II. Rauchverbrennung vermittelst besonderer Anordnungen des Rostes. III. Anordnungen, um eine Mischung der Gase und dadurch eine Rauchverbrennung zu veranlassen. — 1. Anwendung grösserer Roste. Längere Roste sind bei uns zuerst von Behne angewendet.

Die nach diesen Principien construirten Locomotiven sind auf den Braunschweigischen Bahnen in grösserer Zahl vorhanden.

Der Rost (siehe nebenstehende Fig. 7) besteht aus drei Theilen, aus dem Vorverbrennungsrost r_a, dem Verbrennungsrost r_b und dem Nachverbrennungsrost r_c.

Fig. 7.



$^1/_{50}$ d. nat. Gr.

Die auf dem hinteren Theile des Rostes, dem Verbrennungsroste r_a, unter niedriger Temperatur brennende Steinkohle wird hier entgast und die etwa noch unverbrannt entweichenden Gasverbindungen treffen bei ihrem Eintritt in den Verbrennungsraum über dem Roste r_b auf die Flamme des auf den Rosten r_b und r_c befindlichen Brennmaterials, welches letztere immer auf hoher Schüttung erhalten wird.

Die auf dem Verbrennungsroste entgaste Steinkohle, das verkohlte Brennmaterial, wird in entzündetem Zustande auf den Rost r_b geschoben, während das frische Brennmaterial zuerst auf den Rost r_a geworfen wird.

Die Temperatur des Verbrennungsraumes wird durch keine Einführung kalter frischer Luft heruntergezogen.

Die Beschickung des langen Rostes, wobei eine nur höchst unbedeutende Rauchbildung ohne irgend welche künstliche Rauchverbrennungs-Vorrichtung stattfindet, ist für den Heizer allerdings etwas mühsam und erfordert eine grössere Aufmerksamkeit als bei den gewöhnlichen Rosten.

Diese Roste gestatten die Verwendung von möglichst kleinem Brennmaterial, genügen aber auch nicht den an eine vollständige Rauchverbrennung gestellten Anforderungen.

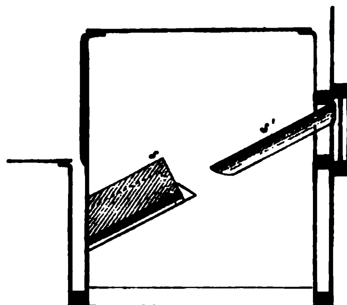
2. Anwendung stark geneigter Roste. Die erste Anwendung stark geneigter Roste, d. h. solcher Roste, deren Neigung so beträchtlich war, dass infolge dessen ein Rutschen des Brennmaterials eintrat, resp. eintreten sollte und deren

stehende Fig. 8) angebracht; diese Schirme *s* dienen auch gleichzeitig als ein, wenn auch nur in geringem Grade, wirksames Mittel gegen das Funkenauswerfen. Zu demselben Zwecke wurden auch Sieder angebracht.

Ferner theilte man die Feuerkiste resp. den Rost durch Sieder in zwei Theile.

Die Anbringung dieser Anordnungen in der Feuerkiste ist indess immer gleichzeitig mit anderen Einrichtungen verbunden und werden dieselben bei der Beschreibung der verschiedenen Combinationen näher erläutert werden.

Fig. 8.



$^{1}/_{50}$ d. nat. Gr.

§ 9. IV. Combination der unter I., II. und III. genannten Anordnungen. — a. Bereits im Jahre 1837 wurde auf der Liverpool-Manchester Bahn ein Rauchverbrennungs-Apparat mit fast sämmtlichen vorhin beschriebenen Anordnungen construirt.

Die Feuerkiste war in zwei über einander liegende Etagen getheilt, wobei die obere Etage die eigentliche Gasvermischungskammer bilden sollte und die etwas geneigte Trennungswand durch eine Wasserkammer hergestellt wurde.

In der unteren Etage befanden sich zwei über einander liegende Roste; auf dem oberen wurde Coke, auf dem unteren Steinkohle gebrannt.

Jede Abtheilung hatte Feuerthüren und war ausserdem mit zahlreichen Oeffnungen versehen, durch welche die äussere Luft eintreten konnte. Ebenso fand durch Röhren im unteren Theile der Feuerkistenwände eine Lufteinströmung statt. Die von unten eintretende Luft passirte zunächst den Kohlenrost und darnach den oberen Cokerost.

Auch war bei dieser Maschine bereits eine Anordnung getroffen, wonach frischer Dampf in den Schornstein geleitet werden konnte, um den Zug zu befördern und das Rauchen zu verhindern.

b. Dewrance construirte im Jahre 1845 auf der Liverpool-Manchester Bahn eine Feuerkiste, welche eine verticale Querwasserwand enthielt und die Feuerkiste in zwei Räume im Verhältniss von 1 : 2 theilte. Der vordere (von der Heizthür aus gerechnet) und gleichzeitig kleinere enthielt einen gewöhnlichen Rost.

Die Verbindung des vorderen Raumes mit dem grösseren dahinter liegenden wurde durch horizontale Röhrchen vermittelt, welche durch die Wasserkammer hindurchgingen. In die zweite Abtheilung wurde von unten vorgewärmte Luft eingeführt; endlich hatte man auch noch vor den Siederöhren einen geneigten Schirm angebracht.

c. Bei der Beattie'schen Anordnung (siehe Fig. 9—11, Tafel XIII) zur Rauchverbrennung ist die eigentliche Feuerkiste durch eine mit den Seitenwänden communicirende, etwas geneigte Wasserzunge *u* in zwei Heizräume *A* und *B* getheilt, wovon jeder einen besonderen Rost *r* und eine besondere Feuerthür *t*, *t* hat.

Jede dieser Kammern ist nach oben hin mit feuerfesten Chamottesteinen gewölbartig abgedeckt; in diesen Gewölben *g*, *g* sind schlitzförmige freie Zwischenräume angebracht.

Hinter dem zweiten Gewölbe zieht sich die Feuerkammer auf eine kreisrunde Mittelöffnung *f* zusammen, deren Wasserraum mit zahlreichen, 52 mm im Durchmesser haltenden Röhrchen gefüllt ist (siehe Schnitt *v*—*w* in Fig. 10, Tafel XIII), erweitert sich aber nachher wieder zu einem sogenannten Gasverbrennungsraume.

der Sieder das Arbeiten an den Siederohren und erschwert das Arbeiten in der Feuerkiste, und schliesslich geschieht die Rauchverbrennung auf Kosten des Brennmaterials.

Abänderungen des Tenbrinck'schen Apparats, um denselben zu vereinfachen, sind von Bonnet und Toni-Fontenay ausgeführt worden.

Der Bonnet'sche Apparat unterscheidet sich dadurch von den Tenbrinck'schen, dass das Feuerungsmaterial durch die gewöhnliche Feuerthür eingeworfen und die frische Luft an der hinteren Wand der Feuerkiste unterhalb der Feuerthür eingeführt wird.

Bei dem Toni-Fontenay'schen Apparate wird ebenfalls das Brennmaterial durch die gewöhnliche Feuerthür eingeworfen, nur der Rost ist anders eingerichtet; es ist kein Schlackenrost vorhanden und die an der Seite liegenden Stäbe haben eine geringere Neigung als die in der Mitte befindlichen.

Diese beiden genannten Apparate besitzen indess ebenfalls die dem Tenbrinck'schen Apparate anhaftenden Uebelstände.

§ 10. Das Hülfsblasrohr als Rauchverbrennungs-Apparat. — Alle diese angeführten Einrichtungen dienen dazu, um das Rauchen während des Ganges der Locomotive zu verhindern.

Es ist aber auch nothwendig, beim Stillstande der Locomotiven das Rauchen zu verhüten resp. zu vermindern. Es geschieht dieses durch einen Dampfstrahl von frischem Kesseldampfe, welcher durch ein etwa 13 mm weites Rohr mitten in den Schornstein geleitet wird.

Dieses kleine Hülfsblasrohr reicht für diesen Zweck vollständig aus. Dasselbe ist ferner beim Anheizen der Locomotiven für rasche Dampferzeugung zweckmässig zu verwenden.

Ebenso gestattet dasselbe dem Locomotivführer kurz vor der Station sämmtlichen Dampf erforderlichenfalls zu verbrauchen, da während des Stillstehens mit Hülfe des Hülfsblasrohrs sehr bald wieder die normale Dampfspannung erreicht werden kann.

§ 11. Referat der Dresdener Techniker-Conferenz. — In den Referaten der Techniker der Deutschen Eisenbahn-Verwaltungen über die Beantwortung der Fragen der Dresdener Conferenz vom Jahre 1865 heisst es als Resumé über die zweckmässigsten Heizeinrichtungen für Locomotiven:

»Die zweckmässigste Heizungsvorrichtung ist ganz von der Art und Qualität des Brennmaterials abhängig und können allgemein gültige Vorschriften hierfür nicht gegeben werden.«

»Im Allgemeinen ist zu bemerken, dass die in den gewöhnlichen Feuerbüchsen zum Zweck einer besseren Verbrennung der Steinkohlen bis jetzt versuchten künstlichen Feuerungseinrichtungen auf den meisten Bahnen sich nicht bewährt haben, vielmehr dem gewöhnlichen Planroste wegen seiner Einfachheit und Zuverlässigkeit wieder der Vorzug gegeben ist. Nur mit einem zur besseren Verbrennung in den Feuerbüchsen unter der Rohrwand angebrachten Chamottegewölbe und Luftzuführung durch hohle Stehbolzen, sowie mit dem Stösger'schen Rauchverbrennungs-Apparate sind auf einzelnen Bahnen günstige Resultate erzielt. Dagegen scheinen für eine gute Verbrennung namentlich auch der geringeren Sorten von Steinkohlen erheblich längere Feuerkasten, beziehungsweise Rostflächen, als sie bisher für Cokefeuerung üblich waren, sich zu empfehlen.

In den Referaten der Stuttgarter Techniker-Versammlung vom Jahre 1878 ist die Frage (Gruppe III, Nr. 36):

Welche Apparate zur Rauchverbrennung haben sich als zweckentsprechend erwiesen, und bei welchen Brennmaterialien? wie folgt beantwortet:

Resumé. Keine der bisher zur Anwendung gelangten Einrichtungen hat die Rauchbildung in dem Maasse verhindert, dass irgend eine dieser Vorrichtungen zur allgemeinen Einführung empfohlen werden könnte.

Auf einzelnen Bahnen sind an derartigen Einrichtungen in Anwendung: auf der Braunschweigischen Bahn und der Oesterreichischen Staatsbahn Thüren mit Luftschiebern. Chamottegewölbe auf der Saarbrücker, Thüringer und Sächsischen Bahn. Auf der Oesterreichischen Südbahn Thierry's Rauchverbrennungs-Apparat.

§ 12. Heizung der Locomotiven mit Coke, Briquets, Braunkohle und Anthrazit. — Ein guter Coke für Locomotivheizung muss dicht und compact sein. um den grössten Wärmeeffect bei dem geringsten Volumen zu erzielen, aber ohne schwer zu verbrennen. Nicht zerbrechlich, um beim Transport nicht zu viel Abfall zu geben. So frei als möglich von Schwefel.

Die Cokezuführung muss in kleinen Mengen geschehen; indem man die Höhe der Cokeschicht im Mittel etwa 0,4 m hoch hält.

Wenn man diese Höhe merklich überschreitet, so wird eine grosse Menge Kohlenoxyd producirt, welches unbenutzt durch den Schornstein entweicht.

Die Cokestücke müssen eine mittlere Grösse haben, damit nicht zu grosse Zwischenräume zwischen denselben sich bilden.

Die Cokeheizung hat als Nachtheile eine erheblich grössere Ausgabe, schwerere Regulirung des Feuers und stärkeres Angreifen der Siederohre; dagegen als Vortheile sehr wenig Rauchentwickelung und geringen Funkenauswurf.

Die Heizung der Locomotiven mit Briquets hat in den letzten Jahren eine beträchtlich grosse Ausdehnung angenommen.

Ausser einem sehr geringen Anschaffungspreise besitzen die Briquets vor den anderen Brennmaterialien mehrere Vortheile.

Der Verbrauch an Gewicht ist nahezu gleich dem von Coke; ihre Dichte, welche gleich der von Kohle ist, und ihre regelmässigen Formen erleichtern den Transport und das Laden.

Ihre Härte und ihre Cohäsion machen sie minder leicht zerbrechlich auf dem Transport. Der Abfall beträgt hierbei etwa nur 1—2 %.

Die Höhe der Briquetfeuerung auf dem Roste ist dieselbe wie bei der Stückkohle.

Wenn die Briquets aus harten Kohlen und einem trockenen Klebemittel hergestellt werden, so geht die Verbrennung beinahe ohne Rauch vor sich.

Von den verschiedenen Arten der Braunkohle können nur Lignite und die gemeine Braunkohle zum Heizen verwendet werden.

Die Braunkohle brennt mit einer langen Flamme, welche desto weniger Rauch entwickelt, je mehr sie sich den Kohlen nähert.

Manche Sorten Braunkohle haben die hässliche Eigenschaft des starken Funkenwerfens und ist auf den Sächsischen Bahnen diese Eigenschaft der Hauptgrund gewesen, um von der Braunkohle wieder abzugehen.

Man wendet dieselben auch öfter mit Coke oder Steinkohlen gemischt an.

Bei der Heizung der Locomotiven mit Anthrazit ist eine Verlängerung des Rostes erforderlich.

Eine Anwendung dieses Heizmaterials findet auf deutschen Bahnen nicht statt, dagegen wird aber in Amerika dieses Material vielfach zur Locomotivheizung benutzt. Die dabei verwendeten Roste sind sogenannte Wasserroste aus Sicderöhren. (Vergl. p. 254.)

§ 13. Heizung der Locomotiven mit Torf und Holz. — Bei der Torfheizung muss ein öfteres Einschaufeln als bei Steinkohlenheizung stattfinden.

Das Volumenverhältniss von Kohle und Torf beträgt bei gleichem Gewichte etwa 1 : 4 bis 1 : 5; da nun ausserdem 2 kg Torf etwa so viel leisten als 1 kg Steinkohle, so ist das einzuschaufelnde Volumen Torf bei gleicher Leistung etwa 8 bis 10 mal grösser als für Steinkohlen.

Um nun nicht zu oft laden und daher nicht zu viele Torfmagazine bauen zu müssen, ist es nothwendig, einen diesen Verhältnissen entsprechenden Raum für das Feuerungsmaterial auf dem Tender zu haben oder noch besondere Munitionswagen hinter dem Tender mitzuführen.

Die erstere Einrichtung ist auf der Bayerischen, Württembergischen und Westphälischen Bahn gebräuchlich. Man setzt zu diesem Zwecke einen möglichst grossen Blechkasten, welcher oben mit Klappen zum Einladen versehen ist, auf den Tender.

Auf den Bayerischen Bahnen werden besondere Munitionswagen hinter dem Tender mitgeführt; auch sind hier dem Führer zwei Heizer beigegeben, wogegen auf der Oldenburgischen und Westphälischen Bahn nur ein Heizer neben dem Führer fungirt. Die dazu benutzten Schaufeln sind grösser als bei Kohlenheizung.

Auf der früher königlich Hannoverschen Westbahn, jetzt königlich Westphälischen Bahn war für die Torf-Locomotiven von Prüsmann folgende besondere Einrichtung getroffen.

Bei dem grossen Volumen des einzuschaufelnden Heizmaterials bei Torfheizung waren anfangs zwei Heizer noch ausser dem Locomotivführer zur Bedienung erforderlich. Der eine Heizer legte den Torf so, dass möglichst viel von der grossen röhrenförmigen, dem Feuerloche entsprechend geformten Schaufel aufgenommen werden konnte, in die Schaufel; während der andere Heizer den Inhalt derselben in die rasch vom Führer zu öffnende und zu schliessende Feuerthür warf. Bei starken Zügen war ein unausgesetztes Arbeiten des Personals, sowie zwei Schaufeln erforderlich. Diese Arbeit, welche in verhältnissmässig kleinen Räumen ausgeführt werden musste, erschöpfte die Arbeiter vollständig und zog auch die Aufmerksamkeit des Führers von seinen sonstigen Obliegenheiten in zu grossen Zeiträumen ab. Auch musste das wiederholte längere Oeffnen der Feuerthür nur ungünstig auf den Brennmaterialsverbrauch wirken.

Zur Vermeidung dieser Uebelstände, sowie auch um den dritten Mann auf der Maschine entbehrlich zu machen, wurde eine Heizvorrichtung angebracht, die einestheils das genaue Einpacken des Torfs in die Schaufeln unnöthig machte und die anderentheils das Einschaufeln eines grösseren Quantums Torf auf einmal gestattete.

Da dieses letztere durch Anbringung einer viel grösseren Feuerthür erstrebt war, so musste gleichzeitig dafür gesorgt werden, dass während des Einfeuerns der Luftzutritt abgesperrt werden konnte.

In Fig. 12 (siehe p. 348) ist diese Anordnung dargestellt.

Statt der gewöhnlichen ovalen Feuerthür ist in der hinteren Wand eine viereckige, fast die ganze Breite der Feuerbüchse einnehmende Oeffnung angebracht.

mittelst geeigneter leichter Blechschaufeln durch den dem Locomotivführer beigegebenen Heizer bewirkt, dessen Arbeit nicht als sehr schwer erachtet wird.

Auf den Bayerischen Bahnen ist die Feuerungsöffnung gleich derjenigen bei Locomotiven mit Kohlenheizung; es sind jedoch dem Locomotivführer zwei Heizer zum Einfeuern beigegeben.

Eine auf den Bayerischen Bahnen gebräuchliche Torfschaufel ist in nebenstehender Fig. 13 und 14 dargestellt.

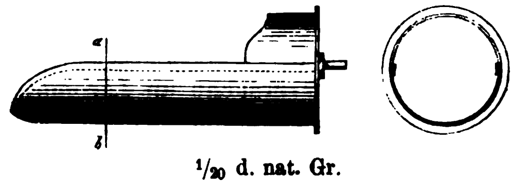


Fig. 13. Fig. 14.

$^1/_{20}$ d. nat. Gr.

Diese letzteren beiden Einrichtungen, wonach die Einfeuerungsöffnung nicht sehr abweichend von der bei Kohlenfeuerung construirt ist, ist insofern von Vortheil, als jederzeit die Locomotiven ohne Weiteres für Coke- oder Kohlenheizung verwendet werden können, was bei der vorhin beschriebenen Einrichtung der Locomotiven auf der Westphälischen Bahn (vormals königlich Hannoverschen Westbahn) nicht der Fall ist. Es ist dieses unter Umständen unvortheilhaft. So z. B. konnte im Jahre 1866, als eine Anzahl Hannoverscher Locomotiven zur Dienstleistung nach Böhmen commandirt wurden, keine von den zwischen Lingen und Emden coursirenden mit oben beschriebener Einrichtung versehenen Torfmaschinen abgegeben werden, da sonst event. verschiedene Torfmagazine in Böhmen hätten eingerichtet werden müssen.

Ein bei der Torffeuerung auftretender weiterer Uebelstand ist der des aussergewöhnlich starken Funkenwerfens.

Die meisten ausströmenden Funken sind indess von sehr kleinen Dimensionen, so dass sie, bevor sie zur Erde niederfallen, bereits todt und daher ungefährlich sind.

Die bei der Torffeuerung auftretenden Vortheile bestehen hauptsächlich in der Ersparniss an Reparaturkosten für Feuerbüchse, Siederohre, Roststäbe u. s. w., da Abnutzungen kaum wahrnehmbar sind.

So ist beispielsweise auf der Oldenburgischen Staatsbahn Folgendes bemerkt:

»Vom November 1867 bis Juni 1868 musste wegen Mangels an Torf grösstentheils Kohle gebrannt werden; die Kupferstutzen der Siederohre brannten dabei so weit weg, dass Ringe eingetrieben werden mussten, um dicht zu halten, was bei Maschinen, die nur mit Torf geheizt wurden, wohl noch nie vorgekommen ist; ebenso wurden in diesen 6 bis 7 Monaten mehr Roststäbe gebraucht.

Auf der Oldenburgischen Staatsbahn ist man ferner der Ansicht, dass auf der dortigen Strecke die Torfheizung gegenüber der Kohlenheizung entschieden vorzuziehen sei. Auch die anfangs mit Grund befürchtete leichtere Zündung der ausgeworfenen Torfkohlenstückchen hat glücklicherweise sich nicht herausgestellt.

Es scheint das wesentlich durch das constante Blasrohr und das Verhältniss desselben zum Schornstein veranlasst zu sein, welche letztere, ohne die Dampfcapacität des Kessels zu beeinträchtigen, etwas weiter sein kann (ebenso das Blasrohr) als bei Kohlen.«

Auf den Bayerischen Bahnen ist bezüglich der Abnutzung der dem Feuer ausgesetzten Kesseltheile bemerkt, dass dieselben bei Torffeuerung sehr geschont werden; namentlich ist die Abnutzung der Roststäbe sehr gering.

Es sind auch Versuche mit einem Gemisch von Torf und Kohle auf der Bahn-

beiden in der Feuerkiste noch befindlichen aus feuerfesten Steinen hergestellten Gewölbe haben den Zweck, die Flamme resp. die Gase auf einem grösseren Wege in die Feuerkiste zu leiten.

Die Rostfläche beträgt 0,25 qm, während für Kohlenheizung 1,65 qm vorhanden waren.

Beim Anheizen ist wegen der etwa zurückschlagenden Flamme besondere Vorsicht zu empfehlen.

Bis zur Erreichung des vollen Dampfdruckes waren $2^3/_4$ Stunden erforderlich, wozu man 57 Liter Oel gebrauchte, und entwickelte sich dabei ein sehr starker Rauch. Wurde zur Verstärkung des Zuges beim Anheizen Dampf von einer anderen Maschine genommen, so gebrauchte man nur $1^1/_4$ Stunde und 50 Liter Oel.

Mit dieser Maschine wurden vier Probefahrten angestellt und zwar bei der ersten nur mit Maschine und Tender allein. Die grösste Geschwindigkeit betrug hierbei 60 km pro Stunde bei einem Oelverbrauch von 4,2 Liter pro km. Bei der Rückfahrt zog dieselbe eine leere Maschine und Tender und war hierbei der Oelverbrauch 4,58 Liter, bei 60 km Geschwindigkeit pro Stunde.

Bei einer zweiten Probefahrt zog die Maschine 11 beladene Güterwagen mit einer Geschwindigkeit von 60 km pro Stunde und 4,71 Liter Oelverbrauch pro km.

Ein dritter Versuch wurde mit 8 leeren Personenwagen vorgenommen, und betrug die Geschwindigkeit 45 km pro Stunde bei einer Steigung von 12 mm pro Meter.

Beim vierten Versuche wurde der kaiserliche Extratrain von Chalons bis Mourmelon befördert.

Im Durchschnitt hat sich bei diesen Versuchen ein Oelverbrauch von 5 Liter pro km ergeben. Mit Saarbrücker Steinkohlen verglichen, da 9 kg Steinkohlen etwa so viel leisten als 5 Liter Oel, pro km eine Mehrausgabe von 7 Centimes für die Heizung mit Theeröl.

Nach den Resultaten der vorstehend angeführten Versuche wurde diese Maschine in regelmässigen Dienst genommen und zwar auf den Zweigbahnen von Flamboin nach Monterau und Flamboin nach Provins.

Die Vertheilung des Oeles wurde hierbei noch verändert.

Die 20 kleinen Ansatzröhren führten das Oel nicht immer gleichmässig zu, so dass auch der Lufteintritt nicht richtig regulirt werden konnte. Um eine gleichmässige Zuführung des Oeles aus den kleinen Ansatzröhren zu ermöglichen, wurde stündlich etwas möglichst hoch gespannter Kesseldampf in das Vertheilungsrohr gelassen, wodurch die Oeffnungen alsdann vollständig gereinigt wurden.

Es kam ferner vor, dass die Rostcanäle sich verstopften, weil der mit dieser Heizung noch nicht vertraute Führer zu viel Oel auf den Rost fliessen liess. Um die Reinigung des Rostes zu erleichtern, wurden in die Verlängerung der Canäle Löcher gebohrt und mit kupfernen Schrauben verschlossen, so dass man nach Lösung dieser Schraube sehr leicht die betreffende Oeffnung reinigen konnte.

Nach Durchlaufen von 800 km wurden der Rost und die Seitenwände reparaturbedürftig. Der Oelverbrauch hatte während dieser Zeit 6,15 kg pro km betragen.

Nach Reparatur und kleinen Aenderungen des Verbrennungs-Apparates legte die Maschine abermals 1669 km in regelmässigem Dienste zurück, und betrug der Oelverbrauch hierbei 5,98 kg pro km. Der Durchschnittsverbrauch für den Dienst der Versuchsmaschine in Flamboin betrug sonach 6 kg Oel pro km, während die Maschinen derselben Gattung zu derselben Zeit 9,2 kg Coke pro km verbrauchten. Es wurde alsdann eine kräftigere Maschine zu diesem Zwecke eingerichtet, wozu der Tender

F_s der Querschnitt des Schornsteins,

F_r der Gesammtquerschnitt der Sieder̈öhren; befinden sich in den Sieder̈öhren Rohrringe, so ist für den Werth von F_r der sich durch die Rohrringe ergebende Querschnitt in Rechnung zu bringen;

und

$$\mu = \frac{(1 + \alpha\, t_2)\,(1 + \varepsilon)}{2},$$

wobei:

t_2 die Temperatur der Gase in der Rauchkammer bezeichnet,

α der Ausdehnungscoëfficient dieser Gase und

ε einen Widerstandscoëfficienten bezeichnet, der den sämmtlichen Widerständen entspricht, welche die Gase auf ihrem Wege vom Roste bis in den Schornstein zu überwinden haben.

Der Werth von μ ist im Mittel $= 4$ anzunehmen.

Aus der angeführten Gleichung geht hervor, dass bei constantem Querschnitte des Blasrohres und für den gleichen Widerstandscoëfficienten μ (also bei constanter Stellung der Aschenkastenklappe) die durch das Blasrohr angesaugte Luftmenge direct vom Blasrohrdrucke unabhängig ist, weil der Blasrohrdruck in der Formel nicht enthalten ist.

Ferner ergiebt sich, dass die angesaugte Luftmenge sich gleichmässig mit der Menge des verbrauchten Dampfes verändert. Braucht also die Maschine mehr Dampf, d. h. entwickelt dieselbe eine grössere Zugkraft, so führt das Blasrohr in demselben Maasse mehr Luft herbei, ohne dass von Seiten des Führers irgend eine Manipulation erforderlich ist.

Da ferner

$$D = \frac{4\, O \gamma_0}{\pi} \cdot \frac{s}{d}\, e \cdot v,$$

wobei:

D die vorige Bedeutung,

O den Kolbenquerschnitt,

γ_0 die Dichtigkeit des Dampfes im Cylinder vor Beginn der Expansion,

s den Kolbenhub,

e das Expansionsverhältniss,

v die Geschwindigkeit der Locomotive und

d den Triebraddurchmesser bezeichnet, so ist auch:

$$L = \frac{4\, O \gamma_0}{\pi} \cdot \frac{s}{d} \cdot e\, v \sqrt{\frac{F_r^2 \left(\frac{F_s}{F_b} - 1\right)}{\mu\, F_s^2 + F_r^2}}.$$

Aus dieser vorstehenden Gleichung folgt, dass bei constanter Blasrohrmündung und unveränderter Stellung der Aschenkastenklappe die Menge der angesaugten Luft sich ändert:

1) proportional der Geschwindigkeit v, mit der die Locomotive sich auf der Bahn bewegt,

2) proportional dem Expansionsverhältniss, wobei aber eine unveränderliche Regulatorstellung vorausgesetzt ist.

Ferner ist die Luftmenge L proportional der Dichtigkeit des Dampfes. Dieser letztere Werth wird um so grösser, d. h. nähert sich um so mehr seinem Maximum, der Kesselspannung, je weniger Widerstände auf dem Wege bis zum Cylinder vor-

handen sind, woraus folgt, dass, da mit der Grösse der Oeffnung des Re, Dichtigkeit γ_0 wächst, auch gleichzeitig die Luftmenge L grösser wird.

Es ist zu Vorstehendem noch zu bemerken, dass, je grösser das] verhältniss e ist, desto kleiner wird die Geschwindigkeit v, so dass also Steigungen, wo e am grössten und v am kleinsten, das Product $e\,v$ kle· kann, als für horizontale Strecken, welche für denselben Zug mit stärkere- und grösserer Geschwindigkeit befahren werden.

Ebenso ist die angesaugte Luftmenge nahezu direct proportional d- drucke am Ende der Expansion, d. h. der Dampfspannung im Augenblick fanges der Ausströmung.

Wie vorhin erwähnt, wird unter sonst denselben Umständen die kung genau in demselben Verhältniss grösser oder kleiner, wie der Da zu- oder abnimmt. Man könnte darnach annehmen, dass eine weitere R Blasrohrwirkung nicht erforderlich sei. Es würde dieses auch zutreffen das Güteverhältniss des Kessels constant wäre.

Dieser Umstand einerseits, sowie die mehr oder weniger unvollk führung der Heizung von Seiten der Locomotivführer andererseits mach lirung, d. h. eine willkürlich vorzunehmende Aenderung der Wirkung d bei demselben Dampfverbrauche der Maschine nothwendig.

Eine wesentliche Veränderung der Wirkung des Blasrohres ist d rung des Rauchkammer-Inhaltes nicht zu erreichen. Was die Form der anlangt, so sind scharfe Ecken zu vermeiden, damit die aus den Sied menden Gase ohne viele Wirbel in den Schornstein treten. Die jetz cylindrische Form der Rauchkammer dürfte im Allgemeinen in dies genügen.

§ 16. Regulirung der Dampferzeugung durch den Locomot rend der Fahrt. — Von wesentlich praktischem Interesse ist die anfachenden Wirkung des Blasrohres.

Soll eine Aenderung der Blasrohrwirkung bei constanter Dampfm so müssen hierzu besondere Mittel, resp. besondere mechanische Vo gewendet werden.

Eine Veränderung der Blasrohrwirkung kann hervorgebracht Veränderung des Blasrohrquerschnittes, des Siederohrquerschnittes, d querschnittes und der den Gasen bei ihrem Wege vom Roste bis z entgegentretenden Widerstände.

Die Mittel zur willkürlichen Regulirung der Blasrohrwirkung theilen:

a) in solche, welche sowohl eine Verstärkung als auch Luftzuges veranlassen,

b) in solche, welche nur eine Schwächung und

c) in solche, welche nur eine Verstärkung des Luftzuges

Zu den unter a) genannten Mitteln gehören die Veränderun querschnittes und die Veränderung des Schornsteinquerschnittes; zu d die Stellung der Aschenkastenklappe und Anbringung von Luftschie kasten und zu den Mitteln ad c) das Hülfsblasrohr.

Diese allgemein genannten Mittel sind also:

a) Mittel zur Verstärkung und Schwächung der Blasrohrw

1) durch Veränderung des Querschnittes der Blasrohrmündung (Condensationsvorrichtung),
2) durch Veränderung des Schornsteinquerschnittes;

b) Mittel, durch welche nur eine Schwächung der Blasrohrwirkung erzielt werden kann:

1) durch Verringerung des Gesammtquerschnittes der Siederöhren,
2) durch Verstellung der Aschenkastenklappe (wenn vorausgesetzt wird, dass bei normalem Gange der Maschine die Aschenkastenklappe ganz geöffnet ist),
3) Anbringung von Luftschiebern an der Rauchkastenwand,
4) Gruson's Jalousie-Funkenfänger;

c) Mittel, durch welche nur eine Verstärkung der Blasrohrwirkung erzielt werden kann:

durch Zuführung von frischem Kesseldampf durch das Hülfsblasrohr.

Ferner lässt sich eine Aenderung der Wirkung des Blasrohres noch herbeiführen durch Erhöhen oder Erniedrigen der Feuerschicht, Heizung mit mehr oder weniger stückreicher Kohle.

Im Allgemeinen wird jedoch auf diese zuletzt angegebene Weise die Blasrohrwirkung nicht verändert, es wird im Gegentheil die Brennschicht während der Fahrt möglichst constant gehalten.

Eine veränderliche Blasrohröffnung wird im Allgemeinen hergestellt dadurch, dass man entweder dem aus den Cylindern austretenden Dampfe vor seiner Ankunft im Blasrohre theilweise einen Ausweg bietet (Condensationsvorrichtungen, Drosselklappe neben dem Blasrohr, siehe Fig. 4, Tafel XIV), oder aber dadurch, dass man der Mündung, durch welche der Dampf in den Schornstein strömt, einen veränderlichen Querschnitt giebt.

Um nach den Untersuchungen von Zeuner zu zeigen, wie sich die Wirkung des Blasrohres bei veränderlicher Oeffnung desselben verhält, sei:

L die für den mittleren Blasrohrquerschnitt F angesaugte Luftmenge,
Fs der Schornsteinquerschnitt und
Lx die Luftmenge für den veränderten Blasrohrquerschnitt Fx;

alsdann ist:

$\frac{F}{F_x} =$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
$\frac{F_s}{F_b} =$	13,14	11,50	10,22	9,20	8,36	7,66	7,07
$\frac{L}{L_x} =$	1,217	1,132	1,060	1,000	0,948	0,901	0,861

Es ergiebt sich aus vorstehender Tabelle, dass bei einer Verminderung resp. Vergrösserung des Blasrohrquerschnittes um 30 %, die angesaugte Luftmenge um 21,7 % und 23,9 % zunimmt resp. abnimmt.

Diese Methode resp. der veränderliche Blasrohrquerschnitt findet sich bei vielen Locomotiven in Anwendung.

Die Regulirung des Zuges durch Veränderung des Essenquerschnittes bei constantem Blasrohrquerschnitt ist nach den Zeuner'schen Untersuchungen ebenso wirksam als vermittelst des variablen Blasrohres.

Diese letztere Methode ist indessen vom praktischen Standpunkte aus als nicht empfehlenswerth zu bezeichnen, da die alsdann zu treffende Einrichtung viel complicirter als die Einrichtung eines veränderlichen Blasrohres sein würde.

Beide angeführten Regulirungsmethoden haben aber den Nachtheil, dass bei verengtem Querschnitte, resp. bei einer stärkeren Anfachung des Feuers, ein grösserer schädlicher Rückdruck hinter dem Kolben auftritt, wodurch ein Arbeitsverlust der Locomotive herbeigeführt wird.

Die Regulirung des Luftzuges durch Verengung des Siederohrquerschnittes ist namentlich in England zur Ausführung gebracht worden.

Vor den Einmündungen der Feuerröhren in die Rauchkammer waren Schienen jalousieartig angebracht. Entweder werden nun alle Schienen gleichzeitig schräg gegen die Längenachse der Siederöhren gestellt, oder die einzelnen Schienen können unabhängig von einander bewegt werden und so einzelne Reihen der Siederöhren völlig absperren. Diese letztere Einrichtung ist z. B. von Gooch in England ausgeführt worden, und wird deren Wirkung in Folgendem betrachtet werden.

Ist F_r der Gesammtquerschnitt aller Siederöhren und der Gesammtquerschnitt der nicht verdeckten Röhren F_{rx}, so ist nach Zeuner:

$\frac{F_{rx}}{F_r} =$	1	$^7/_8$	$^6/_8$	$^5/_8$	$^4/_8$	$^3/_8$
$\frac{F_r}{F_s} =$	1,764	1,543	1,323	1,102	0,882	0,661
$\frac{L}{D} =$	2,300	2,144	1,956	1,731	1,462	1,150

wenn:

F_s den Querschnitt des Schornsteins,
L die angesaugte Luftmenge und
D die ausströmende Dampfmenge bezeichnet.

Ferner lässt sich eine Veränderung der Widerstände erzielen durch Verstellen der Aschenkastenklappe.

Für verschiedene Werthe des Coëfficienten μ (siehe p. 353) ist alsdann, wenn L und D die vorhin angegebenen Bedeutungen haben, nach Zeuner:

$\mu =$	3	6	9	12	15
$\frac{L}{D} =$	2,300	1,883	1,634	1,462	1,336

Diese beiden angeführten Regulirungsmethoden durch Verdecken der Siederöhren und Verstellen der Aschenkastenklappe sind gleich wirksam. Da die letztere Methode die einfachere ist, so hat sie auch mit Recht die allgemeinste Verbreitung.

Die Anbringung von Luftschiebern an den seitlichen Rauchkastenwänden ist in Deutschland wenig oder wohl gar nicht in Anwendung.

Es ist ferner hier auch der Gruson'sche Jalousiefunkenfänger (siehe Fig. 21 und 22 auf p. 368) zu erwähnen, bei welchem durch das Verstellen der drehbaren Stäbe eine Veränderung, resp. Verminderung der Blasrohrwirkung hervorgebracht werden kann.

Das Hülfsblasrohr ist ein kleines etwa 13 mm weites Rohr, welches von unten in die verticale Achse des Blasrohres eintritt und direct den Dampf aus dem Kessel in das Blasrohr führt. Die Zuführung wird durch einen kleinen Hahn regulirt.

Man verengt den Querschnitt des Blasrohres, wenn bei starkem Dampfverbrauche zugleich eine Steigerung der Dampfspannung erforderlich ist. Dasselbe erreicht man aber auch durch eine constante Blasrohröffnung mit einem in das letztere mündenden Hülfsblasrohre. In beiden Fällen ist die Erzeugung eines stärkeren Zuges mit Nachtheil verbunden; bei starker Verengung des Blasrohres wegen des eintretenden stärkeren Rückdruckes, bei Anwendung des Hülfsblasrohres wegen des Verlustes an Kesseldampf.

Im Allgemeinen lässt sich über die verschiedenen Regulirungsmethoden Folgendes sagen:

Die Regulirung mittelst veränderlichen Blasrohres und constantem Schornsteinquerschnitt kann vollständig ersetzt werden durch ein constantes Blasrohr mit veränderlichem Schornsteinquerschnitt.

Da die Ausführung dieser letzteren Methode aber praktischen Schwierigkeiten unterliegt, so ist das veränderliche Blasrohr mit constantem Schornsteinquerschnitt vorzuziehen.

Bei einer zu starken Verengung des veränderlichen Blasrohres kann eine Schwächung der Blasrohrwirkung dadurch herbeigeführt werden, dass zu viel Luft, d. h. mehr Luft als zum Verbrennen der auf dem Roste vorhandenen Brennmaterialien angesogen wird; es wird alsdann eine Temperaturerniedrigung der Gase in der Feuerkiste herbeigeführt.

Von den folgenden Methoden, durch welche nur eine Verminderung der Blasrohrwirkung veranlasst werden kann, da beim normalen Gange der Locomotive die Aschenkastenklappe, die Siederohre, der Gruson'sche Funkenfänger wohl am richtigsten als ganz geöffnet und der Luftschieber als geschlossen angesehen werden kann, ist die Regulirung durch die Aschenklappe die einfachere und daher den anderen vorzuziehen.

Das alsdann noch zu erwähnende Hülfsblasrohr kann nur zur Verstärkung der Blasrohrwirkung dienen.

Aus dem Vorstehenden geht hervor, dass eine vollkommene Regulirung, d. h. sowohl eine Verstärkung als Schwächung der Blasrohrwirkung nur durch ein variables Blasrohr herbeigeführt werden kann.

Will man mit den übrigen angeführten Mitteln eine vollkommene Regulirung erzielen, so muss man ein Verminderungsmittel immer mit dem Verstärkungsmittel (dem Hülfsblasrohre) combinirt anwenden, da man sonst nur im Stande ist den Zug des Feuers nach einer Seite hin zu reguliren.

In der Düsseldorfer Eisenbahn-Techniker-Conferenz vom Jahre 1874 ergaben die Gutachten der verschiedenen Bahnverwaltungen in Bezug auf die Frage:

»Welche Construction der Exhaustoren an Locomotiven hat sich am meisten bewährt?«

folgendes Resumé:

Es ist sonach der Blasrohr-Ueberdruck dem Quadrat der Dampfmenge direct und dem Quadrate des Querschnittes der Blasrohrmündung umgekehrt proportional.

Da nun ferner die pro Secunde ausströmende Dampfmenge der Geschwindigkeit der Locomotive proportional wächst, so ist ferner unter sonst gleichen Umständen der Blasrohr-Ueberdruck dem Quadrate der Locomotivgeschwindigkeit proportional.

Nach Clark's Versuchen über die Blasrohrpressung hat sich ergeben, dass

1) die Blasrohrpressung bei gleichbleibender Geschwindigkeit direct mit der Endpressung der Expansion wächst,
2) die Blasrohrpressung bei derselben Endpressung der Expansion und bei demselben Blasrohrquerschnitt mit dem Quadrate der Kolbengeschwindigkeit wächst,
3) die Blasrohrpressung für beide Cylinder selbst für hohe Geschwindigkeiten höchstens die Hälfte der Endpressung der Expansion für eine Kolbenfläche erreicht.

Die Luftverdünnung in der Rauchkammer ist dem Blasrohr-Ueberdruck direct proportional. Es hat sonach auch die Luftverdünnung dieselben Maxima und Minima als der Blasrohr-Ueberdruck.

Geht die Maschine langsam, so wird die äussere Luft nicht continuirlich, sondern stossweise durch den Rost eintreten. Es ist dann wohl als richtig anzunehmen, dass hier die Verbrennung eine höchst unvollkommene ist, denn im Augenblick des Dampfschlages wird zu viel Luft und zwischen den Dampfschlägen wird zu wenig Luft herbeigeführt. Es muss hiernach die Blasrohrvorrichtung für langsam gehende Maschinen als unzweckmässig bezeichnet werden.

Die Luftverdünnung in der Rauchkammer ist nach Zeuner:

$$\frac{u}{h} = 2\frac{\mu}{\alpha} \cdot \left(\frac{F_b}{F_r}\right)^2 \cdot \left(\frac{L}{D}\right)^2,$$

wobei:

u der Ueberdruck der äusseren Atmosphäre über den Druck in der Rauchkammer,

h der Blasrohr-Ueberdruck,

$\alpha = 1{,}25$ und die übrigen Bezeichnungen der früheren entsprechend genommen sind.

Nach Clark's Versuchen beträgt in guten Locomotivkesseln

1) das Vacuum in der Rauchkiste circa $^1/_{14}$ der Blasrohrpressung,
2) das Vacuum in der Feuerkiste ist nahezu $^1/_2$ von dem Vacuum in der Rauchkiste, sonach $^1/_{28}$ der Blasrohrpressung,
3) die Lebhaftigkeit der Verbrennung, gemessen durch die verdampfte Wassermenge in gleichen Zeiten und in demselben Kessel, stimmt nahezu mit der Quadratwurzel aus dem Vacuum in der Rauchkiste, so dass also ein vierfaches Vacuum in der Rauchkiste die doppelte Verdampfung veranlasst.

§ 18. Construction des Blasrohres. Verschiedene Anordnungen. — Nach Redtenbacher hat man für die Grösse F der Blasrohröffnung bei einem veränderlichen Blasrohre:

$$F\text{max.} = 0{,}000128\ H \text{ und}$$
$$F\text{min.} = 0{,}0000273\ H,$$

wenn H die totale Heizfläche bezeichnet.

Nach Zeuner hat man: $F_b = \frac{Fr}{2z\sqrt{\mu(1+z^2)}}$.

Hierbei ist:

F_b der vortheilhafteste Querschnitt des Blasrohres,

F_r die Summen aller Siederohrquerschnitte,

$z = \frac{L}{D}$, wobei:

L das Gewicht der pro Secunde erforderlichen Luftmenge,

D dasjenige der Dampfmenge und

μ im Mittel zu 4 anzunehmen ist.

Ueber die Berechnung der Blasrohrweite nach Grove siehe auch Cap. III, p. 151.

Die vortheilhafteste Conicität für den Ausfluss aus Ansatzröhren findet nach Weisbach's Versuchen statt für einen Winkel $\alpha = 5'' 49' 28''$ oder $tg\, \alpha = 0{,}052042$ und zwar für Ansatzröhren, deren Länge gleich dem 13fachen kleinsten Durchmesser ist. Der Winkel α wird hierbei durch die Neigung der Seitenwand des Blasrohres gegen die Verticale gebildet.

Diese vortheilhafteste Länge des Blasrohres lässt sich in der Praxis nicht gut erreichen; man muss sich daher damit begnügen, sich diesem Verhältniss möglichst zu nähern.

In Fig. 19 und 20, Tafel XIII, sind zwei constante Blasrohre, und zwar ein Blasrohr von einer Personenzugmaschine und ein Blasrohr von einer Güterzugmaschine, dargestellt.

Das erstere zeichnet sich durch Einfachheit und durch eine bei der Bewegung des ausströmenden Dampfes möglichst wenig Widerstand verursachende Form aus. Das zweite (Fig. 20) hat unter dem eigentlichen Blasrohre b noch ein besonderes Knierohr k, auf welches das eigentliche Blasrohr aufgeschraubt ist.

Die Personenzugmaschine für das erstere Blasrohr (Fig. 19) hat zwei gekuppelte Achsen mit Triebrädern von 1,569 m Durchmesser, 0,419 m Cylinder-Durchmesser, 1,675 qm Rostfläche, 92,2 qm Heizfläche, 3,45 m lange Siederohre von 46 mm äusserem Durchmesser.

Die zum Blasrohre Fig. 20 gehörende Güterzugmaschine hat drei gekuppelte Achsen von 1,491 m Rad-Durchmesser und 0,458 m Cylinder-Durchmesser, 1,379 qm Rostfläche, 130,7 qm Heizfläche, 4,184 m lange Siederohre von 46 mm äusserem Durchmesser.

Bei dem Entwerfen von veränderlichen Blasrohr-Apparaten ist von wesentlicher Bedeutung, dass der Dampfstrahl durch die Veränderung des Blasrohrquerschnittes keine schiefe Richtung erhält, da hierdurch einestheils die Blasrohrwirkung beeinträchtigt und anderentheils eine rasche Zerstörung des Schornsteinmaterials herbeigeführt wird.

Da der Blasrohr-Apparat dem Einfluss der heissen Gase und des Dampfes ausgesetzt ist und dabei vom Führer schwer beobachtet werden kann, so ist es von Wichtigkeit, bei der Construction eines veränderlichen Blasrohr-Apparates auf möglichste Einfachheit zu halten. Die constanten Blasrohre sind in dieser Hinsicht wesentlich im Vortheil.

Eine der ältesten Blasrohr-Vorrichtungen ist die von Polonceau (siehe Fig. 11—14, Tafel XIV). m ist das messingene Mundstück des Blasrohres, k sind zwei messingene Klappen, welche innerhalb des Stückes m sich dicht anschliessend bewegen und bei a auf Wellen befestigt sind.

Die Klappen *k* haben an ihrem oberen Ende eine ovale Form (siehe Fig. 14), um den Querschnitt des Blasrohres und sonach den Dampfstrahl möglichst abzurunden. Die an den Klappen befestigten Wellen treten durch die Rauchkiste, in welcher sie gelagert sind, nach aussen und nehmen an ihren Enden zwei Hebel *h* auf, die durch die Gelenkstange *z* mit einander verbunden sind. Auf der einen Welle *a* ist zugleich ein Hebel *p* festgekeilt, der vermittelst einer Zugstange *t* mit dem Führerstande in Verbindung steht. Durch Bewegung dieser letzteren Zugstange *t* kann sonach eine Veränderung des Blasrohres herbeigeführt werden.

Veränderliches Blasrohr von Heusinger von Waldegg.

Dieser Apparat zeichnet sich dadurch vortheilhaft aus, dass für jeden Cylinder der gebrauchte Dampf bis zur Mündung des Blasrohres getrennt geleitet wird, wodurch eine Rückwirkung des ausblasenden Dampfes nach dem anderen Cylinder, resp. Kolben, und sonach eine Vermehrung des Rückdrucks vermieden wird.

Die Dampfausströmungsröhren *a* (siehe Fig. 7—10, Tafel XIV) nehmen an ihrem Ende die Knieröhren *i* auf, welche vermittelst Lappen mit einander verbunden werden, und zwar so, dass zwischen den flachen Wänden *w* eine 13 mm weite ausgehobelte Oeffnung, die den parallelen Nuten *n* in dem auf den Röhren *i i* aufgeschraubten Blasrohr *b* genau entspricht und in denen die Platte *p* von 11 mm starkem Eisenblech gleitet, gebildet wird. Mit der Platte *p* ist der Conus *c* fest verbunden. An das untere Ende der Platte *p* greift der Hebel *h* ein, der mit dem ausserhalb der Rauchkammer befindlichen Hebel *q* auf einer Welle gelagert ist. Der Hebel *q* steht durch eine längs des Kessels hinlaufende Zugstange mit dem Führerstande in Verbindung, so dass der Locomotivführer hierdurch jederzeit eine Veränderung der Blasrohrmündung vornehmen kann.

Diese Vorrichtung wurde von Heusinger von Waldegg bereits im Jahre 1848 construirt.

In Fig. 3 u. 4, Tafel XIV, ist ein Blasrohr einer Güterzuglocomotive der Berlin-Stettiner Bahn dargestellt. Das unter dem Blasrohre *b* befindliche Kniestück *k* hat seitlich noch eine Abzweigung *a*, die eine Drosselklappe enthält; von diesem führt ein Nebenrohr von 52 mm lichter Weite bis zur Oberkante des Schornsteins. Es ist klar, dass, wenn die Drosselklappe bei *a* geöffnet ist, ein Theil des ausströmenden Dampfes ohne irgend welchen Einfluss auf die Blasrohrwirkung durch das Nebenrohr ausströmt. Der Blasrohrquerschnitt wurde verhältnissmässig gering angenommen, weil der Aschenkasten klein und deshalb auch eine kleine Aschenkastenklappe vorhanden war.

Die mit dieser Blasrohrvorrichtung versehenen Güterzugmaschinen haben drei gekuppelte Achsen von 1,255 m Raddurchmesser, 0,414 m Cylinderdurchmesser, 103,4 qm Heizfläche, 1,28 qm Rostfläche und 4,237 m lange Siederohre von 46 mm äusserem Durchmesser.

Blasrohr einer Güterzuglocomotive der königlich preussischen Ostbahn.

Wie aus den Zeichnungen ersichtlich (Fig. 5 u. 6, Tafel XIV), wird die Verengung des Blasrohres durch eine sogenannte Birne hergestellt, und zwar kann der Blasrohrquerschnitt von 123 qcm auf 23,9 qcm vermindert werden.

Die Birne *i* hat nach unten eine durch das Knierohr *k* hindurchgehende Verlängerung, durch welche dasselbe mit einem Hebel *h* in Verbindung steht, welcher auf einer am Kreuzrohre bei *a* und in der Rauchkammerwand bei *b* gelagerten Welle *w*

erzeugung günstigste Form der Locomotiv-Schornsteine zu erhalten, man dem Locomotiv-Schornsteine eine conische Gestalt geben muss (siehe Fig. 15, p. 362).

Nach Zeuner ist der vortheilhafteste Querschnitt eines cylindrischen Schornsteins:

$$F_s = \frac{F_r \cdot D}{L} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{L}{D}\right)^2}{\mu}},$$

oder wenn $F_s = \frac{d^2 \pi}{4}$, so ist: $$d = \sqrt{\frac{4 F_r D}{\pi L} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{L}{D}\right)^2}{\mu}}}.$$

Hierbei ist:

F_r der gesammte Querschnitt der Heizröhren,
D die ausströmende Dampfmenge pro Secunde,
L die pro Secunde erforderliche Luftmenge und
μ ein Widerstandscoëfficient, der nach Zeuner im Mittel zu 4 anzunehmen ist.

Nach Zeuner kommt es bei Locomotiven auf die Stellung der Blasrohrmündung gegen das untere Ende des Schornsteins nicht wesentlich an; man hat nur dafür zu sorgen, dass die Mündung nicht zu tief, d. h. nicht unter der oberen Siederohrreihe liegt, damit keine Störung des Dampfstrahles beim Eintritte in den Schornstein stattfindet, und ferner darf man das Blasrohr nicht in die Esse hineinragen lassen, damit die angesaugten Verbrennungsgase nicht durch einen verengten Querschnitt in den Schornstein treten müssen.

Die Untersuchungen von Grove über die Construction des Locomotivschornsteins sind im III. Capitel § 7 dieses Bandes ausführlich enthalten.

Zu bemerken ist nur noch, dass cylindrische Schornsteine gewöhnlich aus Eisenblech hergestellt werden, während conische Schornsteine auch aus Gusseisen gemacht werden. Ob bei den conischen Schornsteinen Gusseisen vortheilhafter als Eisenblech ist oder umgekehrt, ist noch unentschieden.

§ 20. Versuche über die Anlage von Locomotiv-Schornsteinen auf der französischen Nordbahn und der Schweizer Centralbahn. — Diese Versuche wurden an Locomotiven in Bezug auf folgende Daten ausgeführt:

1) der Schornsteindurchmesser,
2) Höhe oder Länge des Schornsteins,
3) Dimensionen horizontal liegender Schornsteine,
4) Verzweigung des Blasrohres und Vervielfältigung der Schornsteine.

Zu den Versuchen zur Ermittelung des vortheilhaftesten Schornsteindurchmessers wurden sieben verschiedene Schornsteine angewendet, deren Querschnitt von 0,16 qm bis 0,04 qm variirte und deren Höhe sämmtlich 2 m betrug.

Der Gesammtquerschnitt der Siederöhren betrug 0,21 qm.

Der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt für den bei diesen Versuchen angewendeten Blasrohrdurchmesser von 110 mm = 9503 qmm Querschnitt betrug 0,1 qm.

Der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt war demnach 11,45 mal grösser als die Blasrohröffnung und 2,1 mal kleiner als der Gesammtquerschnitt der Siederöhren.

Um zu versuchen, ob die horizontale Lage des Schornsteins, welche bei verschiedenen neueren Maschinen der französischen Nordbahn vorhanden war, von Einfluss auf die Zugerzeugung sei, wurde bei einer Crampton'schen Maschine der

Von dem Maschinendirector Riggenbach sind auf der Schweizerischen Centralbahn ebenfalls Versuche angestellt, um Mittel zur Verminderung der Widerstände, welche der Dampf und die Gase im Schornsteine erleiden, zu finden. Es ist dieses durch eine Veränderung der Schornsteinform zu erreichen gesucht, wobei sich 10 % Brennmaterialerparniss ergeben haben.

§ 21. Funkenfänger-Vorrichtungen. Allgemeines. — Bei der Heizung mit Kohlen, Torf und Holz sind wegen der unvermeidlichen Erzeugung von Funken Vorrichtungen nothwendig, welche ein Herausfliegen kleiner brennender Kohlenstückchen aus dem Aschenkasten oder aus dem Schornsteine verhindern sollen.

Wenn es allerdings auch Mittel giebt, die Funkenerzeugung möglichst zu verhüten, so reichen diese doch nicht aus, um eine Anwendung der genannten Vorrichtungen zu verhindern.

Man kann darnach dieselben im Allgemeinen eintheilen:

1) in Vorkehrungen, welche die Funkenbildung verhindern,
2) in solche, welche das Herausfallen von kleinen glühenden Kohlenstücken aus dem Aschenkasten verhüten, und
3) in Vorrichtungen, welche die Funken in der Rauchkammer resp. im Schornsteine zurückhalten oder löschen.

Was zunächst die Verhinderung des Vorkommens von kleinen brennenden Kohlenstückchen aus dem Schornsteine anlangt, so kann dieses bei Kohle durch Anwendung eines festen stückreichen Materials, Aufschütten derselben in kleinen Quantitäten, möglichst wenig während der Fahrt und möglichst nicht an den für Zündung gefährlichen Stellen, bei Torf ebenfalls durch festen Torf vermindert werden.

Ebenso ist ein vorsichtiger Gebrauch des Exhaustors von wesentlichem Einfluss auf das Auswerfen von Funken aus dem Schornsteine. Kräftige Exhaustorwirkungen wie bei Personenzugmaschinen begünstigen sehr den Funkenauswurf.

Ferner wirken die Rauchverbrennungs-Vorrichtungen jeder Art auch günstig auf die Verminderung der Funkenbildung.

Das Herausfallen von glühenden Kohlenstückchen aus dem Aschenkasten ist namentlich bei der Aschenkastenklappe zu vermeiden und sind zu diesem Zwecke verschiedene Vorrichtungen construirt.

Es ist zunächst hierbei erforderlich, dass ein dichter Verschluss des Aschenkastens mit dem unteren Theile der Feuerkiste hergestellt wird, sowie ebenfalls ein dichter Verschluss der Aschenkastenklappe.

Um ferner ein Herausfallen glühender Kohlenstücke aus dem Aschenkasten bei geöffneter Aschenkastenklappe zu verhindern, hat man entweder unter der Aschenkastenklappe noch ein ebenfalls drehbares Sieb angebracht, oder man befestigte an den Rand des Aschenkastenbodens ein Winkeleisen von etwa 60 mm Schenkelbreite.

Ferner hat man diesen Uebelstand auch dadurch zu vermeiden gesucht, dass man die Scharniere der Aschenkastenklappe unten hinlegte und dabei seitlich die Wände des Aschenkastens über die Klappe hinaustreten liess, sodass beim Oeffnen der Klappe seitlich nichts herausfallen konnte.

Die Vorrichtungen zum Zurückhalten der Funken in der Rauchkammer und im Schornstein beruhen zum Theil im Principe darauf, dass der Luftstrom in solche gekrümmte Bahnen geführt wird, denen die schwereren Kohlentheilchen vermöge ihrer Trägheit nicht gleich folgen können, und stossen auf dem von ihnen eingeschlagenen, dem Luftstrome nicht parallel laufenden Wege auf Hindernisse, verlieren dabei ihr Bewegungsmoment und fallen vertical abwärts.

Ebenso wurden (1844) vom Maschinenmeister Thormann (siehe Fig. 18 u. 19) auf der Taunusbahn zwei ebenfalls dahin zielende Constructionen angegeben und ausgeführt.

Die erstere Construction (Fig. 18) bestand aus einem um 90° umgebogenen Schornsteine, welcher von einem Mantel *m* umgeben war. Später verbesserte derselbe seine Construction, wie aus Fig. 19 zu ersehen und stimmt dieselbe alsdann im Wesentlichen mit dem Meyer'schen Funkenfänger überein.

Fig. 17.

In neuerer Zeit ist von dem Ober-Ingenieur Ressig ein Funkenfänger construirt, dessen Einrichtung aus Fig. 20 zu ersehen ist. Derselbe ist an allen Locomotiven der Gallizischen Carl Ludwigs-Bahn angebracht.

Auf dem cylindrischen Schornsteinrohre *R* ist vermittelst dreier Stützen *S* eine Haube *K* und an dem oberen Theile des gusseisernen Schornsteins ein Aufsatz *A* angebracht. Der gusseiserne Schornstein ist durch einen Blechstutzen nach oben, wie aus der Skizze ersichtlich, verlängert.

Die in den Schornstein mit fortgerissenen glühenden Kohlenstückchen sollen durch die mehrmals wiederkehrende Berührung mit den Blechwänden gelöscht werden; dabei findet aber eine Ansammlung von Kohlenstücken in dem Aufsatze *A* nicht statt. Die Dampfentwickelung soll bei Anwendung dieses Apparats nicht gestört werden.

Fig. 18.

Fig. 19.

Fig. 20.

K

A

Um dieses zu erreichen, muss die Entfernung $a-b$ 2,5mal und die Entfernung $b-c$ 3mal so gross als der Schornsteindurchmesser sein.

Die Entfernung des unteren Randes der aufgesetzten Kappe *K* von dem oberen Rande des Schornsteins muss durch Versuche bei verschiedenem Brennmaterial bestimmt werden.

Alle diese vorhin angegebenen Constructionen von Funkenfängern, bei denen eine Störung, resp. Ablenkung des Dampfstrahles eintritt, sind gegen die im folgenden Paragraph aufgeführten Funkenfänger, bei denen eine Störung des Dampfstrahles nicht eintritt, im Nachtheil, da die Blasrohrwirkung bei den ersteren stärker beeinträchtigt wird, wodurch ein Verlust an Brennmaterial herbeigeführt wird. Das eben Gesagte bestätigende Versuche, welche in dieser Beziehung von Gaillard auf der Kaiser Ferdinands-Nordbahn im Jahre 1853 angestellt sind, ergaben, dass die Leistungen

einer Locomotive unter übrigens gleichen Umständen betrugen: 1) bei einer Siebplatte im Rauchkasten 83 Pferdekraft; 2) mit einem Meyer'schen Funkenfänger (Fig. 17, p. 367) 79 Pferdekraft; 3) mit einem Klein'schen Funkenfänger (Fig. 16, p. 366 77 Pferdekraft.

§ 23. Funkenfänger, bei denen der Dampfstrahl ungehindert austritt. — Die ersten derartigen Funkenfänger wurden dadurch hergestellt, dass in der Rauchkammer eine mit Löchern von 8 mm bis 10 mm Weite, deren Mittel etwa 13 mm von einander entfernt sind, versehene Siebplatte, oder aber ein aus Drahtstäben oder Flachstäben hergestelltes Gitter mit etwa 6 mm weiten Zwischenräumen oder Maschen unterhalb der Blasrohrmündung und oberhalb der Siederohre angebracht war.

Auch conische, circa 500 mm hohe Körbe aus Drahtgeflechte (von Federdraht) wurden früher zum Funkenabhalten in der Art angewendet, dass dieselben mit der obern weiten Oeffnung genau an die innere Wandung des Schornsteins anschliessen, und mit der untern kleinen Oeffnung über die Blasrohrdüse genau schliessend aufgesteckt werden. Vermöge der conischen Gestalt des Geflechts treffen die senkrecht aufsteigenden Funken nie auf eine Oeffnung, sondern stets auf eine Drahtwindung und werden in den Rauchkasten zurückgeworfen. Die Oeffnungen des Geflechts verstopfen sich nur sehr leicht durch anfliegende Asche und den ausströmenden Dampf, wodurch der Zug des Feuers sehr gehemmt wird. Vergl. Organ 1846, p. 175.

Fig. 21. Fig. 23. Fig. 24.

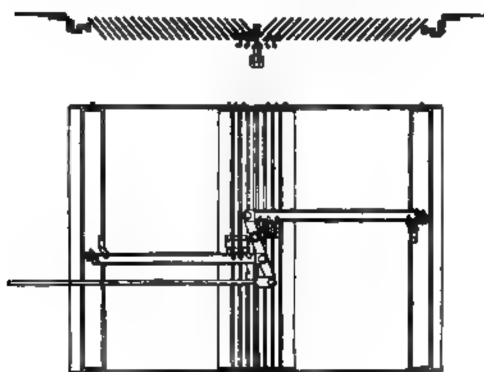


Fig. 22.

Um mit einem möglichst geringen Verlust an Blasrohrpressung die Luft durch die Siebe hindurchzuführen und dabei an Hindernissen Nichts zu verlieren, hat man auch wohl bei den aus Flachstäben hergestellten Sieben die einzelnen Stäbe unter 45° geneigt gestellt (Coulissensieb).

Bei dem Gruson'schen Funkenfänger (siehe Fig. 21 und 22) sind diese unter 45° geneigten Stäbe mit einander verbunden und zugleich mit einander drehbar, so dass sie durch ihre Stellung gegen einander den Durchgang der Luft mehr oder weniger hemmen.

Die erste Construction von Funkenfängern, welche ohne Anwendung von Sieben in der Rauchkammer eine Störung des aus dem Blasrohre entweichenden Dampfstrahles vermieden, wurde von Heusinger von Waldegg angegeben und ist in vorstehender Fig. 23 zu ersehen.

Oberhalb des Blasrohrs *b* ist ein bogenförmiges Stück *o* angebracht, durch das der Blasrohrdampf hindurchgeht und durch welches gleichzeitig der Luftstrom mit

etwa dabei befindlichen Kohlenstücken abgelenkt wird und die Kohlenstückchen anstossen und herabfallen.

Eine andere hierher gehörige Construction ist vom Maschinendirector Prüsmann angewendet (siehe Fig. 24).

Bei diesem Funkenfänger tritt der aus dem Blasrohre kommende Dampfstrahl in den Schornstein *c*, über dessen oberem Theil eine Oeffnung sich befindet, welche gerade gross genug ist, um den Dampfstrahl aufzunehmen. Die den Dampfstrahl umgebenden Gase mit den Kohlenstücken nehmen den durch die punktirten Linien angedeuteten Weg, und da die Räume, in welche die Gase treten, immer grösser werden, so nimmt die Geschwindigkeit derselben ab und die Kohlenstücke fallen nieder.

Es ist noch zu erwähnen, dass bei Torf-, Holz- und Braunkohlenheizung unter allen Umständen Funkenfänger anzubringen sind, da das Funkensprühen bei diesen Brennmaterialien am stärksten.

Auf der Westphälischen Strecke Rheine-Emden waren für Torfheizung die Funkenfänger durch Siebe in der Rauchkammer, welche sich zwischen Blasrohröffnung und der obersten Siederohrreihe befinden, hergestellt.

Auf den Bayerischen Bahnen sind Klein'sche Funkenfänger in Anwendung.

Auf der Oldenburgischen Staatsbahn sind Funkenfänger aus Drahtstäben von 2 mm lichter Weite hergestellt.

Da bei den angeführten Heizmaterialien sich eine grosse Menge Funken in der Rauchkammer ansammelt, so muss unterhalb der Siederohre noch ein genügend grosser Raum zur Aufnahme der zurückbleibenden Funken vorhanden sein.

§ 24. Gutachten der Stuttgarter Conferenz (1878) deutscher Eisenbahn-Techniker über Funkenfänger. — Die Frage (Gruppe III, Nr. 35) war wie folgt gestellt:

Sind Funkenfänger neuerer Construction für die verschiedenen Brennstoffe in Anwendung und erprobt, welche das Funkensprühen wirksam verhüten, ohne die Leistungsfähigkeit der Locomotiven erheblich zu beeinträchtigen?

Beantwortet ist dieselbe dahin, dass genügende Erfahrungen über neue Apparate, welche das Funkensprühen wirksam verhüten, ohne die Leistungsfähigkeit der Locomotiven erheblich zu beeinträchtigen, nicht vorliegen.

§ 25. Vorrichtungen zur Verhütung des Spuckens. — Wenn der Wasserstand im Kessel zu hoch geworden ist, oder auch bei schmutzigem Wasser, wird aus dem Kessel Wasser mit übergerissen, und es tritt die Erscheinung des sogenannten Spuckens ein, d. h. es tritt aus dem Schornsteine eine mehr oder weniger grosse Menge Wasser, welches die zunächst dahinter befindlichen Locomotive und Wagen sehr beschmutzt.

Es sind, um dieses zu verhindern, verschiedene Vorrichtungen erdacht worden. Bereits im Jahr 1845 hat zu dem Ende der Maschinenmeister Wohnlich in Heidelberg einen eigenthümlichen Schornstein construirt[2]). Das obere Ende des cylindrischen Schornsteinrohrs war etwas erweitert und in dasselbe ein kupferner ringförmiger, durch kleine Stehbolzen freigetragener Wulst eingenietet; letzterer reicht in dem bestimmten Abstand über die Oberkante des Schornsteins hinaus und ist in gleichem Abstand nach aussen herunter gebogen.

---

[2]) Vergl. Organ 1846, p. 102, und daselbst Fig. 8 auf Tafel XIX.

Literatur.

1. Heizung der Locomotiven mit Coke, Steinkohlen, Braunkohlen und Anthrazit.

Anthrazit, Ueber die Heizung der Locomotiven mit Anthrazit. Le Technolog., 1851. Octbr. p. 44. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 62—64. Polyt. Centralblatt 1852, p. 143—145.

Begründung des Princips der Verkleinerung der freien Rostfläche bei der Beheizung der Locomotiven mit Steinkohlen und Coaks. Organ für Eisenbahnwesen 1850, p. 159. 160. Eisenbahnzeitung 1851, p. 6.

Boardman's Locomotive für Steinkohlenfeuerung. Eisenbahnzeitung 1857, Nr. 4. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 149. Polyt. Centralblatt 1857, p. 371. Dingler's Journ. Bd. 143, p. 335.

Borsig'sche Tenderlocomotive für Steinkohlenfeuerung auf der Saarbrücker Eisenbahn. Dingler's Journal, Bd. 143, p. 335. Eisenbahnzeitung 1857, Nr. 4. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 150. Polyt. Centralblatt 1857, p. 372.

Brennen der Steinkohlen in Locomotiven. Erbkam's Zeitschrift 1856, Heft 3. Dingler's Journal, Bd. 140, p. 402.

Chobrzynski, Ueber das Brennen von Steinkohlen in Locomotiven auf den französischen Bahnen. Erbkam's Zeitschrift 1856, p. 247. Organ für Eisenbahnwesen 1856, p. 21.

Couche, Benutzung von Cokes, Stein- und Braunkohlen für Locomotiven. Annales des mines. 4. S. F. 19. p. 425.

Erdmann, Ueber Benutzung aschenreicher Steinkohlen zur Locomotivheizung. Journal für prakt. Chemie 1845, Nr. 7 und 8 und Hartmann's Eisenbahnzeitung 1846, p. 31 und 155.

Foucon, Untersuchungen über die Verbrennung der Steinkohlen in Locomotivfeuerungen. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1055.

Fothergill, Bericht über Steinkohlen und Cokes brennende Locomotiven auf der London und Southwestern-Eisenbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 53.

Hager, Ueber die Locomotiven mit Steinkohlenfeuerung in den Vereinigten Staaten. Dingler's Journal, Bd. 146, p. 1.

Johnson, Ueber die Verwendung des Anthrazits zur Heizung von Locomotiven. London Journ. 1847, Nov. p. 299. Polyt. Centralblatt 1848, p. 234.

Locomotivheizung mit Braunkohlen. Wochenschrift des schlesischen Vereins für Berg- und Hüttenwesen 1859, Nr. 15. Dingler's Journal, Bd. 152, p. 157.

Locomotivheizung mit mineralischen, in Böhmen vorfindigen Kohlengattungen. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1850, p. 160. Eisenbahnzeitung 1851, p. 2.

Nowotny, Ergebnisse der Steinkohlenfeuerung in Locomotiven auf der Sächsisch-Bayerischen Staatsbahn. Eisenbahnzeitung 1857, Nr. 5. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 91. Deutsche Gewerbe-Zeitung 1857, p. 43. Polyt. Centralblatt 1857, p. 373.

Scheffler, Ueber Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 51.

Steinkohle, als Heizmaterial bei Locomotiven. Polyt. Notiz-Bl. 1857, p. 215.

Steinkohlen, Ueber die durch den Gebrauch der Steinkohlen etc. an Stelle des Cokes zur Locomotivfeuerung angeblich hervorgerufene grössere Gefahr in Bezug auf Wald- und Feldbrände. Erbkam's Zeitschrift 1860, p. 2. Polyt. Centralblatt 1860, p. 161.

Steinkohlen, Ueber Verwendung der Steinkohlen statt der Coaks. Dingler's Journal, Bd. 143, p. 335.

Steinkohlen, Ueber die Anwendung der Steinkohlen zur Feuerung der Locomotivkessel. Pract. Mech. Journ. Sept. 1854, p. 139. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1370. Eisenbahnzeitung 1854, p. 131.

Steinkohlenfeuerung für Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1858, Nr. 27. Polyt. Centralblatt 1858, p. 1157.

Steinkohlenheizung, Ueber Steinkohlenheizung der Locomotiven. Dingler's Polyt. Journal 1857. Bd. 143, Heft 5.

Steinkohlenziegel, Ueber die Verwendung der Steinkohlenziegel und der Stückkohle auf belgischen Eisenbahnen. Erbkam's Zeitschrift 1858. Dingler's Journal, Bd. 148, p. 462.

Tomlisson, Das Verbrennen von Steinkohlen in Locomotivkesselöfen. Ann. des mines, t. 15, Livr. 3, p. 575. Polyt. Centralblatt 1860, p. 820.

Veit-Meyer, Ueber das Brennen von Steinkohlen in Locomotiven auf den französischen Bahnen. Erbkam's Zeitschrift 1856, p. 247. Organ für Eisenbahnwesen 1856, p. 21. Polyt. Centralblatt 1856, p. 585.

v. **Weber**, Notizen über die auf der Chemnitz-Riesaer Eisenbahn angestellten Versuche der Locomotivfeuerung mit Braunkohlen. Polyt. Centralblatt 1850, p. 193.

Heusinger v. Waldegg's neueste Verbesserungen an den Dampfausströmröhren und veränderlichen Blasrohr-Apparaten. Organ für Eisenbahnwesen 1848, p. 105.

Heusinger v. Waldegg's neuer veränderlicher Blasrohr-Apparat. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 149.

Heusinger v. Waldegg und **W. Clauss**, die Locomotiv-Maschine. Wiesbaden 1858.

Mac-Connel's verbessertes Blasrohr an Locomotiven. Pract. Mech. Journal 1855, p. 126. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 169.

Mac-Connel's Verbesserungen an den Locomotiven. (Blasrohr und Kolben.) Armengaud's Génie industr. Apr. 1856, p. 176. Dingler's Journal. Bd. 142, p. 6.

Miller's Regulator für die Ausblaserohre der Locomotiven. Pract. Mech. Journal 1859, p. 282. Polyt. Centralblatt 1859, p. 574.

de Pambour, Ueber die Wirkung des Dampfausblaserohrs auf die Verdampfungsfähigkeit des Kessels der Dampfwagen. Compt. rend. Vol. X, p. 472. Polyt. Centralblatt 1840, p. 472.

Richard, Gust., Notes sur la Construction des Locomotives. 4me article. L'Échappement. Revue générale des Chemins de fer. 1880. Sept. p. 231.

Welkner, Die Locomotive. Grundzüge ihrer Constructionsverhältnisse. Göttingen 1859.

Zeuner, Das Locomotiven-Blasrohr. Zürich 1863.

4. Ueber Kesselfeuerung und Rauchverbrennungs-Apparate.

Belpaire's neue Art der Locomotivfeuerung. Wochenschrift des schlesischen Vereins für Berg- und Hüttenwesen 1861, Nr. 51. Polyt. Centralblatt 1862, p. 407.

Behne's öffentliche Verwahrung gegen die vorgekommene unrechtmässige Bezeichnung eines von ihm erfundenen Locomotiv-Systemes. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1863, p. 226.

Blenkinsop, Ueber das Locomotiv-System Behne-Kool, zur Ergänzung einer rationellen Steinkohlenfeuerung, und über eine für die Herzogl. Braunschweigsche Eisenbahn erbaute Lastzugslocomotive »Bruno«. Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 9. Polyt. Centralblatt 1862, p. 304.

Booth, Verbesserungen an der Feuerung der Dampfwagen. Rep. of pat. Inv. 1837, p. 343. Polyt. Centralblatt 1838, p. 208. Dingler's Journal, Bd. 67, p. 359.

Chanter's und **Gray's** Heizvorrichtung für Dampfwagen. London Journ. 1838, Jan. p. 214. Rep. of pat. Inv. 1838, Apr. p. 192. Polyt. Centralblatt 1838, p. 237.

Clarke, Ueber rauchverzehrende Heizung der Locomotiven mit Steinkohlen. Civ. Eng. and Arch. Journ. 1859, p. 370. Dingler's Journal, Bd. 155, p. 93. Deutsche Gewerbe-Zeitung 1859, p. 409.

Clauss, Rauchverzehrung nach dem Systeme Tenbrinck in Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 187.

Clauss, Ueber Steinkohlenfeuerung und die Steinkohlenmaschinen nach Beattie's Patent. Organ für Eisenbahnwesen 1858, p. 227; 1860, p. 209. Polyt. Centralblatt 1859, p. 308.

Crampton's Treppenrost für Locomotiven. Rep. of pat. Ind. Jan. 1856. p. 32. Polyt. Centralblatt 1856, p. 591. Dingler's Journal, Bd. 140, p. 401. Organ für Eisenbahnwesen 1856, p. 20. Erbkam's Zeitschrift 1856.

Gruson, Ueber Rauchverbrennung bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 106.

Hawthorn's, R. und W., Feuerthür zur Rauchverhütung für Locomotivkessel und andere Feuerungen. London Journal 1859, p. 210. Polyt. Centralblatt 1860, p. 153. Dingler's Journal, Bd. 155, p. 91.

Newton, Verbesserte Feuerung für Locomotivkessel. London Journal, Jan. 1854, p. 9. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1168.

Noblemaire, Ueber Rauchverbrennungsapparate an den englischen Locomotiven. Annales des mines t. XV, p. 411. Polyt Centralblatt 1860, p. 258.

Norrisson's Speisung der Locomotivfeuerungen mit heisser Luft. Dingler's Journal, Bd. 159. Organ für Eisenbahnwesen 1861, p. 124.

Prüsmann's rauchverzehrende Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 430.

Prüsmann, Ueber den Einfluss des Luftzuges auf den Effect der Steinkohlen. Zeitschrift des Architecten- und Ingenieur-Vereins für Hannover 1867, p. 307.

Rauchverbrennung bei englischen Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1865, p. 7. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 172.

Rauchverbrennung bei Locomotiven mit Steinkohlenheizung. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1863, p. 175.

Rauchverbrennungs-Apparate bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 40, 211 und 213 mit Abbild. Armengaud's Génie indust. Oct. 1862, p. 207. Annales des mines, 6. Lief. 1863.

Rauchverbrennungs-Apparate an englischen Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1863, p. 655.

Rauchverbrennungs-Apparate, deren Einführung bei französischen Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1864, p. 515.

Rauchverbrennungsmittel für Locomotiven für Kohlenheizung. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 444.

Rauchverbrennungs-Vorrichtungen bei Kohlenfeuerung der Locomotiven von der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 237. (Bericht der Köln-Mindener Eisenbahn über Bau und Betrieb pro 1864, p. 41.)

Rauchverbrennungs-Vorrichtung auf französischen Eisenbahnen. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 224.

Rauchverzehrende Locomotiven auf französischen Eisenbahnen. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1866, p. 244.

Rauchverzehrung, Ueber die Verwendung der Steinkohle zur Locomotivfeuerung. Die Maschinen mit rauchverzehrender Feuerbüchse von Tenbrinck, Toni-Fontenay und Belpaire. Armengaud's Génie industr. Oct. 1862, p. 204. Dingler's Polyt. Journal, Bd. 167, p. 86.

Reimherr, Vorrichtung zum Rauchverzehren bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 243. Mit Abbild.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. III. Bd. 2. Auflage. Braunschweig 1877.

Sharp und Vorston, Die Locomotivkesselfeuerung. London Journal, Apr. 1856, p. 211. Polyt. Centralblatt 1856, p. 653.

Stösger, L., Ueber die verschiedenen Vorrichtungen zur rauchfreien Verbrennung der Steinkohle in Locomotiven und einen neuen Apparat dieser Art. Organ für Eisenbahnwesen 1861, p. 49.

Thierry's Rauchverbrennungs-Apparat bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 75. (Civil-Ingenieur 1865, Heft 6.)

Zeh's Vorrichtung, um das Niederschlagen der Verbrennungsproducte bei Locomotiven zu beseitigen. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1858, p. 219. Polyt. Centralblatt 1859, p. 407.

5. Ueber Funkenfänger-Apparate und Locomotiv-Schornsteine.

Apparate zur Verhinderung des Funkenauswurfs bei Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 11. Polyt. Centralblatt 1860, p. 698.

Briscoe's Funkenhalter für Dampfwagen. Mech. Mag. Nr. 32, p. 302. Polyt. Centralblatt 1841, p. 87.

Circular-Verfügung des Ministeriums für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten in Preussen vom 6. September 1859, betreffend die Verminderung des Funkenauswurfs der Locomotiven bei Benutzung von Kohlen zu deren Heizung. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1860, p. 1.

Cowper's Locomotivkessel mit mehreren Schornsteinen und Blasrohren. Polyt. Centralblatt 1852, p. 544.

Curant, B., Ueber Funkenfänger-Apparate, Locomotiv-Rauchfänge und einen neuen Funkenfänger-Apparat. Organ für Eisenbahnwesen 1875, p. 55. Mit Abbild. Desgl. 1881. 3. Heft.

Curtis' Funkenaufhalter. Civ. Eng. et Journ. 1838, March, p. 134. Polyt. Centralblatt 1838, p. 1022.

Freisauff von Neudegg's Apparat zum Verhüten des Funkensprühens. Verhandlungen des niederösterreichischen Gewerbevereins. Heft V, p. 13.

Friedrich, M., Funkenfänger für Locomotiven von Gust. Hohlfeld in Dresden, patentirt im Deutschen Reich v. 18. Juli 1878 ab. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1880, p. 239.

Funkenfänger von Woodward, Klein, Hänel, Enderlein, Mohn und Symington. Deutsche Gewerbezeitung 1845, Nr. 8 und 13, und Berliner Gewerbe-, Industrie- und Handelsblatt, Bd. 15, Nr. 3 und 9; und Polyt. Centralblatt 1845, Bd. 5, p. 534.

Funkenfängerschornstein der Locomotive »Tauern«. Organ für Eisenbahnwesen 1875, p. 137.

Gaillard, Probefahrten mit drei Funkenfängervorrichtungen. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 1.

Grey's Funkenabhalter für Dampfwagen. Mech. Mag. Febr. 1837, p. 375. Polyt. Centralblatt 1837, p. 652.

Hänel, Ueber Funkenfänger für Locomotiven. Deutsche Gewerbezeitung 1845, Nr. 13. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1846, p. 3.

Heusinger v. Waldegg, Ueber die an den Locomotiven der Taunusbahn angewandten Funkenfänger-Schornsteine. Organ für Eisenbahnwesen. Bd. 1, p. 175.

Heusinger v. Waldegg's Funkenfänger. Organ für Eisenbahnwesen 1850, p. 53. Polyt. Centralblatt 1850, p. 1479.

Klein's Apparat zur Verhinderung des Funkensprühens der Locomotiven. Förster's Bauzeitung 1842, p. 310. Eisenbahnzeitung 1843, p. 13.

Kupha, Ueber Schornsteine und Funkenfänger an amerikanischen Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 55. Mit Abbild.

Mil Holland's Funkenfänger für Locomotiven. Le Technologiste 1847, Oct. p. 38. Polyt. Centralblatt 1848, p. 233.

Nozo und Geoffroy, Versuche über die Anlage von Locomotiv-Essen. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 215. (Mémoires de la Société des Ing. civils 1863.)

Preisaufgabe auf Funkenabhalter. Verhandlungen des preussischen Gewerbevereins 1839, p. 31. Polyt. Centralblatt 1839, p. 1117.

Prüsmann's Funkenfänger und geschweifter Schornstein. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 39 und 87, mit Abbild.

Prüsmann, Die Construction der Locomotiv-Essen und über die Wirkung des Blasrohrs, mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 79.

Ressig's Apparat zur Verhinderung des Funkenfluges bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 173.

Rosenkranz, Ein neuer Locomotivschornstein und ein damit in Verbindung gebrachter Funkenfänger (Prüsmann'scher). Mit Abbild. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1865, p. 69.

Schultz's Funkenabhalter für Dampfwagen. Mech. Mag. Nr. 683, p. 396. Polyt. Centralblatt 1837, p. 239.

Schwedler, Die Einrichtung der Funkenfänger an Locomotivschornsteinen. Erbkam's Zeitschrift 1860, p. 285. Polyt. Centralblatt 1860, p. 753.

Thormann's Funkenfänger für Locomotivschornsteine. Deutsche Gewerbezeitung 1846, Nr. 14, p. 82. Zeitung für Eisenbahnwesen. 2. Bd. p. 112. Polyt. Centralblatt 1846. 6. Bd. p. 299.

Vorrichtung an den Locomotivschornsteinen, um das Wasserauswerfen derselben zu beseitigen. Organ 1846, p. 209.

v. Weber, M., Ueber das Funkensprühen der Locomotiven. Polyt. Centralblatt 1847, p. 1042 und 1105.

Zeuner, Ueber die Wirkung des Blasrohr-Apparates bei Locomotiven mit konisch divergenter Esse. Civil-Ingenieur 1871, p. 1.

VI. Capitel.

Ueber Wasserspeiseapparate.

A. Gewöhnliche Pumpen, Condensations-Vorrichtungen etc.

Bearbeitet von

Georg Meyer,

Professor an der technischen Hochschule in Berlin.

B. Ueber Injectoren.

Bearbeitet für die erste Auflage von

Ludw. Ritter von Becker,

Central-Inspector der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien,

für die zweite Auflage von

Aug. von Borries,

Regier.-Maschinenmeister der Hannoverschen Staatsbahn in Hannover.

(Hierzu Tafel XV bis XVIII.)

A. § 1. Allgemeines über Speisung des Kessels mit Wasser. (Menge des zu pumpenden Wassers.) — Das im Locomotivkessel während der Fahrt verdampfte Wasser muss wieder ersetzt werden, um den Wasserstand im Kessel auf der normalen Höhe zu erhalten.

Dieses geschieht durch Anwendung von Speise-Apparaten, und zwar bestehen dieselben hauptsächlich aus zwei Arten:

a) aus Saug- und Druckpumpen;

b) aus Dampfstrahlpumpen (Injectoren).

Die gewöhnlichen Saug- und Druckpumpen sind so eingerichtet, dass sie zugleich mit der Bewegung der Maschine in Thätigkeit treten, resp. aufhören. Da also bei diesen Pumpen beim Stillstande der Maschine kein Wasser in den Kessel geschafft werden kann, so wird es nothwendig, wenn man das unnütze Einfahren von Wasser, d. h. das Bewegen der Locomotive zu dem Zwecke, um Wasser in den Kessel zu pumpen, vermeiden will, noch eine Pumpe zu haben, welche beim Stillstande der Maschine den Kessel speisen kann.

Man setzte zu diesem Ende anfangs noch eine Handpumpe auf den Führerstand, deren Hebel dem Führer leicht zugänglich war; später wendete man statt der Handpumpe Dampfpumpen an, welche von dem in dem Locomotivkessel befindlichen Dampfe gespeist wurden.

Die Maschine braucht je nach der verschiedenen Stärke der zu entwickelnden Zugkraft eine verschieden grosse Menge Wasser.

Die Grösse, resp. Leistung der Pumpen muss so bemessen sein, dass eine dieser Pumpen allein dem Kessel das nöthige Wasser auch selbst bei der grössten Geschwindigkeit der Maschine zuzuführen vermag.

Obgleich nun eine Pumpe zum gewöhnlichen Speisen des Kessels ausreichend sein muss, so bringt man dennoch stets zwei Pumpen an, damit, wenn eine schadhaft werden sollte, die zweite zur Reserve diene; ferner will man auch durch gleichzeitiges Wirken beider Pumpen das Speisen des Kessels beschleunigen können in einem für die Heizung günstigeren Zeitpunkt, z. B. beim Bergabfahren oder Einfahren in die Stationen.

Es ist zweckmässig, die Speisung des Kessels so zu reguliren, dass dieselbe auf Gefällen oder beim Einlaufen in die Stationen in möglichst ausgedehnter Weise stattfindet.

Die Bewegung der Pumpen findet bei der Fahrt fortwährend statt und müssen daher noch Vorrichtungen angebracht sein, um den Wasserzufluss zum Kessel zu reguliren, resp. ganz aufhören lassen zu können.

§ 2. Allgemeines über Construction der Pumpen. — Man kann im Allgemeinen bei den Speisepumpen unterscheiden solche mit veränderlichem Hub und solche mit constantem Hub.

Die Pumpen mit veränderlichem Hub, wobei die Veränderlichkeit des Hubes durch eine entsprechend eingeschaltete Coulisse etc. erreicht wird, sind nur vereinzelt zur Anwendung gekommen, da der hierdurch beabsichtigte Vortheil keineswegs durch die complicirtere Construction aufgewogen wird und auch der wirklich erzielte Vortheil nur illusorisch ist.

Bei den Pumpen mit constantem Hub unterscheidet man Pumpen mit langem und solche mit kurzem Hub. Bei den ersteren erhält der Pumpenkolben seine Bewegung direct von dem Dampfkolben der Locomotive; bei der zweiten Art wird dagegen die Bewegung von einem der Excentrics, gewöhnlich dem Excentric für die rückgängige Bewegung der Locomotive mitgetheilt; zuweilen wird auch wohl ein besonderes Excentric für die Pumpe angewendet.

Die Pumpengehäuse oder Pumpenkörper werden entweder von Messing oder Gusseisen hergestellt und innerhalb oder ausserhalb des Rahmens je nach der Lage des Angriffspunktes für die Bewegung des Pumpenkolbens befestigt.

Die Pumpenkolben sind bei den Pumpen mit langem Hub massive Cylinder von Stahl, Schmiedeeisen oder Messing (in letzterem Falle mit einer schmiedeeisernen Spindel) von 0,04 m bis 0,06 m Durchmesser und werden entweder an dem im Kreuzkopf gewöhnlich befindlichen Bolzen zur Verbindung der Kurbelstange mit demselben, oder auch wohl an dem Kreuzkopf selbst befestigt. Der Hub dieser Pumpen variirt entsprechend dem Kolbenhube von 0,45 m bis 0,6 m. Zuweilen werden auch wohl, wie bei Crampton'schen Maschinen, diese Pumpen in der Achse der Dampfcylinder befestigt, wobei alsdann die nach der vorderen Seite des Cylinders durchgehende und mit einer Stopfbüchse gedichtete Kolbenstange den Pumpenkolben bildet.

Bei den Pumpen mit kurzem Hub wird der Pumpenkolben von Gusseisen oder Messing hergestellt und variirt der Durchmesser entsprechend dem kürzeren Hube von 0,1 m bis 0,15 m.

Der Pumpenstiefel enthält sowohl für Pumpen mit kurzem als auch mit langem Hub an dem einen Ende zur Aufnahme und gleichzeitigen Führung des Kolbens eine Stopfbüchse; für den übrigen Raum des Pumpenkörpers, in den der Kolben hineintritt, ist ein möglichst geringer Zwischenraum zwischen dem Kolben und Pumpen-

und zweiten Druckventil, und zwar möglichst nahe unter dem oberen Ventil, ein Probirhahn angebracht werden; auch kann man durch denselben etwa vorhandene Luft entfernen.

Es ist vortheilhaft Saugwindkörper anzubringen, damit die Pumpen bei rascher Bewegung oder bei heissem Wasser noch immer vortheilhaft arbeiten können.

Der Saugwindkessel ist dicht unter dem Saugventile anzubringen und ist die Grösse desselben etwa gleich dem doppelten Stiefelinhalt zu machen.

§ 3. Beschreibung einiger Speisepumpen nebst Details. — In Fig. 1, 2, 3 auf Tafel XV ist eine Speisepumpe mit kurzem Hub von einer Maschine entnommen, welche im Jahre 1859 von der Borsig'schen Maschinenfabrik für die Oberschlesische Bahn geliefert worden ist.

Die Pumpenstange ist, um eine nicht zu geringe Länge für dieselbe zu erhalten, an der vorderen Seite des Excentrics befestigt und greift, wie aus der Zeichnung hervorgeht, mit einem Bügel um die Achse herum. Dieser Bügel ist dann durch einen Keil an der eigentlichen Pumpenstange befestigt. Die Pumpenstange ist durch einen Bolzen mit dem Schraubenstück *s* verbunden, welches letztere den aus Messing hergestellten Pumpenkolben erfasst.

Die Dichtung und Führung des Pumpenkolbens erfolgt durch die Stopfbüchse, welche in den gusseisernen Pumpenkörper *k* hineintritt. Seitlich am Pumpenkörper schliesst sich das Saugventilgehäuse und oben das Druckventilgehäuse an.

Die Ventile sind aus Messingkugeln hergestellt und erhalten ihre Führung durch messingene Ventilkörbe. Die Ventilkörbe werden durch Stellschrauben *r* festgestellt. Die Ventilsitze sind besonders eingesetzt und erhalten ihre Dichtung durch Anziehen der Stellschrauben *r*.

Zwischen den beiden Ventilen zweigt ein kleines Kupferrohr ab, welches nach einer seitlich vom Führerstande leicht zu erblickenden Stelle sich an einen Probirhahn anschliesst, welcher letztere durch eine kleine Stange vom Führerstande aus leicht zu öffnen und zu schliessen ist.

Dicht unter dem Saugventile zweigt ein Seitenrohr ab, welches den Saugwindkessel *w* aufnimmt.

Eine zweite Pumpe mit kurzem Hub ist in Fig. 4 und 5 auf Tafel XV dargestellt.

Die durch ein besonderes Excentric in Bewegung gesetzte Pumpenstange fasst mit der Schraube *s* den aus Messing hergestellten Pumpenkolben *k*. Der Pumpenkolben erhält seine Führung durch die im gusseisernen Pumpenkörper gelagerte Stopfbüchse.

An den Pumpenkörper schliesst sich seitlich das Druck- resp. Saugventilgehäuse an.

Die Führung der Ventilkugeln wird durch Messingkörbe hergestellt.

Diese Pumpe gehört zu kleinen Tendermaschinen, welche 353 mm Cylinderdurchmesser, 523 mm Kolbenhub bei 1020 mm Triebraddurchmesser besitzen.

Bei den Speisepumpen mit kurzem Hub ist es, wie schon erwähnt, vortheilhaft, den Angriffspunkt der Lenkstange möglichst weit in das Innere des Kolbens hinein zu schieben. Je tiefer aber derselbe im Kolben liegt, desto schwieriger wird die Schmierung desselben, und muss es daher zweckmässig erscheinen, Einrichtungen zu treffen, welche das Schmieren erleichtern und dadurch den sonst häufigen Reparaturen vorbeugen.

Eine dahin zielende Construction ist bereits im Jahre 1855 von der Maschinen-

Seitlich neben dem Pumpenstiefel befinden sich die beiden Ventilgehäuse für das Saug- und Druckventil. In der Mitte der Kolbenstange werden durch einen Bolzen die beiden nach der Kurbelwelle führenden Lenkstangen *s*, *s* aufgenommen.

Diese Dampfpumpe ist auf dem Führerstande links neben der äusseren Feuerkistenwand angebracht.

§ 5. Ueber die Leistung der Speisepumpen, Vorrichtungen zum Abstellen derselben, Probirhähne. — Was die Leistung der Speisepumpen anlangt, so ist dieselbe namentlich für hohe Geschwindigkeiten gewiss ziemlich niedrig anzunehmen.

Man rechnet gewöhnlich für Pumpen, welche mittelmässig ausgeführt sind, einen Wirkungsgrad von 0,8 der theoretischen Leistung.

Bei der hohen Geschwindigkeit der Locomotivspeisepumpen ist indess ein viel niedrigerer Wirkungsgrad derselben anzunehmen.

Um das Arbeiten der Pumpen aufhören zu lassen, müssen besondere Vorrichtungen angebracht werden.

Man bewerkstelligt dieses einfach dadurch, dass man entweder das im Tender befindliche Ventil des Saugrohres zuschraubt oder durch einen im Saugrohre unterhalb des Führerstandes eingeschalteten Hahn den Wasserzufluss vom Tender her absperrt. Es bewegt sich alsdann der Pumpenkolben ruhig weiter, ohne Wasser ansaugen und in den Kessel fortschaffen zu können.

Es sind ferner noch die üblichen Probirhähne zu erwähnen. Dieselben werden meistens ausserhalb der Maschine auf dem Plateau angebracht.

Das fortwährende Tröpfeln derselben ist namentlich im Winter, wo das Wasser auf dem Plateau gefriert, sehr lästig und auch für den Führer gefährlich. Um diesem Uebelstande abzuhelfen, hat man in Amerika die Probirhähne folgendermaassen construirt.

Ein Kegelventil wird durch Schrauben und Kurbel gegen seinen Sitz gedrückt und kann so einen wasserdichten Schluss herbeiführen. Soll nun Wasser fortgelassen werden, so wird die Kurbel und Schraube in entgegengesetzter Richtung gedreht. Da das Ventil sich nicht gleichzeitig mit der Schraube dreht, sondern nur sich auf und nieder bewegt, so entsteht auf der Sitzfläche nur eine geringe Reibung beim Oeffnen und Schliessen und muss sonach die Dichtung lange gut bleiben.

Diese Einrichtung ist von M. Nab in Newyork ausgeführt.

§ 6. Ueber die Verbindung des Druckrohres mit dem Kessel. — Nach dem im Organ für Fortschritte des Eisenbahnw. 1871 S. 109 enthaltenen Referate über Beantwortung der Frage B. No. 12 ist der Anschluss des Druckrohres der Speisepumpe am zweckmässigsten am vorderen Theile des Langkessels anzulegen und zwar weil es sich empfiehlt, das Speisewasser im Kessel an der Stelle einzuführen, wo die niedrigste Temperatur herrscht, damit einestheils die schädlichen Einwirkungen der Abkühlung auf die Kesseltheile möglichst vermieden werden und anderntheils dem Verstopfen der Eintrittsöffnung durch Kesselsteinbildung, welche unmittelbar beim Eintritt desto energischer ist, je grösser der Temperaturunterschied zwischen Kessel- und Speisewasser ist, thunlichst vorgebeugt wird. Ferner damit die Abscheidung des Schmutzes aus dem Wasser, welche grösstentheils in unmittelbarer Nähe der Einströmung stattfindet, in einem Theile des Kessels erfolge, wo derselbe am wenigsten erhärtet und aus welchem derselbe am leichtesten zu entfernen ist.

Es wird dabei als Regel von der grössten Zahl der Verwaltungen betrachtet,

§ 7. Ueber Erwärmen des Speisewassers, Condensation. — Das zur Speisung des Kessels im Tender vorhandene Wasser muss möglichst warm dem Kessel zugeführt werden.

Das Vorwärmen des Wassers vor seiner Einführung in den Kessel kann auf verschiedene Weise ausgeführt werden und zwar:

1) vor seiner Einführung in den Tender,
2) im Tender und
3) auf dem Wege zwischen Tender und Kessel in den betreffenden Zuführungsröhren.

Die Erwärmung des Wassers vor seiner Einführung in den Tender geschieht in den Cisternen der Wasserstationen und ist hierüber in dem betreffenden Capitel über Vorwärme-Einrichtungen im 1. Bande, Capitel XVI, das Erforderliche gesagt.

Bei der zweiten Methode, der Erwärmung des Wassers im Tender, wird der aus den Cylindern entweichende gebrauchte Dampf benutzt. Man bezeichnet diese Apparate mit dem Namen Condensationsvorrichtungen.

Es sind dieselben in verschiedener Weise ausgeführt, von Kirchweger, Rohrbeck, Ehrhardt, Günther u. A.

Die auf den deutschen Eisenbahnen hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Condensationsvorrichtungen sind die von Kirchweger und Rohrbeck.

Dieselben unterscheiden sich im Wesentlichen durch den Ort der Abzweigung des nach dem Tender führenden Condensationsrohres.

Bei dem Kirchweger'schen Apparate schliesst sich das Condensationsrohr unmittelbar an die eine Seite des im Cylinder befindlichen Ausströmungscanals, während auf der anderen Seite das nach dem Blasrohre führende Ausströmungsrohr sich befindet. Es wird, da die Richtungen dieser beiden Rohre in gerader Linie und rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Dampfes im Austrittscanale liegen, wenn die Dimensionen dieser beiden Rohre und die Widerstände in denselben gleich sind, durch beide Rohre auch eine gleiche Menge Dampf austreten.

Umgekehrt wird die Menge des Dampfes für jedes Rohr je nach den verschiedenen Querschnitten der Röhren und den darin vorkommenden verschiedenen Widerständen sich regeln.

Haben beide Rohre gleichen Durchmesser, so wird der Widerstand für den durch das Blasrohr entweichenden Dampf bestimmt durch den Querschnitt des Blasrohres und durch die Länge und Aenderung der Bewegungsrichtung des Dampfes bis zur Blasrohrmündung; dagegen für den nach dem Tender gehenden Dampf durch die Höhe der über der Austrittsöffnung befindlichen Wassersäule, sowie ebenfalls durch die Länge und Biegungen des nach dem Tender führenden Dampfrohres.

Die Hauptwiderstände für den nach dem Blasrohre oder dem Tender fortgeleiteten Dampf werden hervorgebracht durch den Querschnitt der Blasrohrmündung einerseits und durch die Höhe der Wassersäule im Tender über dem Austrittsrohre andererseits. Zu bemerken ist ferner noch, dass in den Rohren je nach der grösseren Länge eine mehr oder weniger grosse Expansion eintritt, wodurch ebenfalls die Menge des übertretenden Dampfes beeinflusst wird.

Ob bei der Kirchweger'schen Condensationsvorrichtung der Gegendruck des ausblasenden Dampfes gegen die Kolben im Mittel grösser oder geringer wird, ist noch nicht genügend durch Versuche erwiesen worden; als wahrscheinlich richtig wird wohl angenommen werden können, dass der auf den Kolben stattfindende Rückdruck derselbe ist, wie bei Maschinen ohne Condensationsvorrichtung.

Auch hat Professor Bauschinger bei seinen Versuchen keinen Einfluss der Condensationsvorrichtung auf den Rückdruck des Dampfes auf den Kolben bemerkt.

In Fig. 30 und 31, Tafel XV, ist die Kirchweger'sche Condensationsvorrichtung in $^1/_{100}$ der natürlichen Grösse dargestellt.

Die von den Cylindern kommenden kupfernen Röhren *r r* setzen sich bei *A* zu einem einzigen Rohre zusammen, welches alsdann an entsprechend angebrachten Stellen durch Halter aufgenommen und nach dem Tender weiter geführt wird.

Um die Verbindung des Rohres zwischen Maschine und Tender herzustellen. wendet man ganz dieselben Vorrichtungen wie für die Verbindung der Speiseröhren zwischen Maschine und Tender an, und zwar entweder sogenannte Messingschläuche mit Kugelgelenken, oder man nimmt Gummischläuche hierzu.

Es muss wegen dieser Verbindungen auf Capitel XVI verwiesen werden.

Das nach dem Tender fortgeleitete Rohr tritt alsdann durch den Tenderboden und wird an der Cisternenwand emporgeführt, geht etwa 1,3 m oberhalb der Cisterne horizontal fort und wird alsdann erst nach unten in das Innere der Cisterne geleitet. Die Erhöhung des Rohres oberhalb der Cisterne ist deshalb erforderlich, weil beim Reversiren der Steuerung und gleichzeitigen Vorwärtsgange der Maschine in dem Condensationsrohre ein luftleerer Raum entsteht, wodurch ohne Anwesenheit dieser Ueberhöhung sofort ein Uebertreten von Wasser in die Cylinder stattfinden würde. Es ist ferner zu diesem Zwecke eine Sicherheitsklappe angebracht, welche für den angegebenen Fall durch den äusseren Luftdruck sich öffnet und so ein Uebertreten von Wasser in das Condensationsrohr resp. in die Cylinder vollständig verhindert.

Es sind bei dieser Vorrichtung ausserdem noch zwei besondere Apparate zu erwähnen. Die Scheibe *B* enthält einen Kreisschieber, welcher den Dampf vor Eintritt in den Tender entweichen lassen kann. Der Schieberkasten *C* enthält einen Schieber, durch welchen der nach dem Tender führende Dampf vollständig abgesperrt werden kann.

Um den nicht condensirten Dampf aus dem Tender fortzulassen, wird ein Schornstein auf der Tendercisterne angebracht.

Bei der Rohrbeck'schen Condensationsvorrichtung zweigt das nach dem Tender führende Condensationsrohr dicht unter dem Blasrohre ab. Es muss also der nach dem Blasrohre strömende Dampf von der ursprünglichen Bewegungsrichtung abgelenkt werden.

Es wird nun auch hier die Vertheilung des ausströmenden Dampfes nach den vorhandenen Widerständen sich richten. Ausser den bei dem Kirchweger'schen Apparate bereits erwähnten Umständen tritt hier noch hinzu, dass der Widerstand im Blasrohre vermehrt werden muss, um eine Ableitung des Dampfes aus seiner ursprünglichen Bewegungsrichtung zu veranlassen.

Dicht unter der Ausblaseöffnung zweigt sich ein 92 mm weites Kupferrohr ab, welches anfänglich, um ein leichteres Ablenken des Dampfstrahles zu ermöglichen, etwas ansteigt, dann aber bis zum Führerstande horizontal fortgeht und schliesslich aufwärts gebogen horizontal fortläuft.

Die Verbindung zwischen Maschine und Tender wird durch einen Gummischlauch hergestellt. Auf der Tenderseite schliesst sich der Gummischlauch an den horizontalen Schenkel eines Kniestücks, dessen verticaler Schenkel von einem auf dem Tender befindlichen Messingrohre aufgenommen wird. Von diesem letzteren Rohre wird alsdann der Dampf in das Tenderwasser fortgeleitet.

Durch Oeffnen resp. Schliessen einer Klappe und Verengen des Blasrohres durch

einen Conus wird nun mehr oder weniger Dampf nach dem Tender geleitet. Auch beim höchsten Stande des Conus findet ein vollständiger Verschluss des Blasrohres nicht statt.

Um den nicht condensirten Dampf aus der Cisterne des Tenders fortzulassen, wird auch hier ein Schornstein auf demselben angebracht.

Es ist ferner noch zu erwähnen, dass bei diesen Vorrichtungen das Blasrohr variabel sein muss, um dadurch den Eintritt des Dampfes in den Tender reguliren zu können.

Bei der Kirchweger'schen Condensation hat man z. B. im Blasrohre anfangs zu diesem Zwecke eine Drosselklappe angebracht.

Ueber das im Tender befindliche Ausströmungsrohr ist noch zu bemerken, dass man dasselbe auf eine längere Strecke im Tender fortführt und alsdann mit vielen kleinen Ausströmungslöchern versieht.

Man bringt das Rohr im Tender zweckmässig etwa 314 mm über dem Cisternenboden an.

Angestellte Versuche, um den Dampf im Tender oberhalb des Wasserspiegels austreten zu lassen, haben ergeben, dass allerdings der Rückdruck vermindert wird, dagegen fand aber eine langsamere Erwärmung des Tenderwassers statt.

Was endlich die dritte Methode, die Erwärmung des Speisewassers auf dem Wege vom Tender zum Kessel anlangt, so sei noch bemerkt, dass derartige Vorrichtungen in England von Mac Connel und Beattie construirt und auch ausgeführt worden sind.

§ 8. Ueber die durch Condensationsvorrichtungen zu erlangenden Vortheile.

1) Erwärmung des Wassers und daher Ersparniss an Brennmaterial,
2) Reinigung des Wassers im Tender,
3) Schonung des Kessels und der Rohrwand durch Zuführung warmen Wassers,
4) Regulirung des Feuers (variables Blasrohr),
5) Ersparniss an Wasser, da ein Theil des verbrauchten wieder condensirt wird. Ersparniss an Pumpen, Wasserstationen und reineres Wasser,
6) Verminderung des Rückdrucks auf den Dampfkolben.

Es sei die theoretische Wärmemenge in Calorien der Steinkohle 7487, so ergiebt sich nach der Formel von Regnault, dass 1 kg Steinkohlen theoretisch 11,4 kg Wasser von 0° in Dampf von 8 Atmosphären Spannung verwandeln können, welcher Werth aus dem Quotienten

$$\frac{7487}{658} = 11{,}4$$

sich findet, wobei die Zahl 658 die Wärmemenge angiebt, welche nach Regnault nothwendig ist, um 1 kg Wasser von 0° in Dampf von 8 Atmosphären Spannung zu verwandeln.

Nimmt man nun an, dass die theoretisch durch die Condensation zu erlangende Erwärmung des Tenderwassers 100° C. beträgt, so würden alsdann mit 1 kg Steinkohlen

$$\frac{7487}{658-100} = 13{,}4 \text{ kg Wasser von } 100^\circ \text{ C.}$$

in Dampf von 8 Atmosphären Spannung verwandelt werden können.

scher Condensationsvorrichtung versehenen Güterzugmaschine 18 % Brennmaterialersparniss bei einer Beobachtungsdauer von vier Monaten ermittelt.

Auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn waren bis 1857 zwei Maschinen mit Kirchweger'scher und eine mit Rohrbeck'scher Condensationsvorrichtung versehen. Es wurde eine Coke-Ersparniss für den Kirchweger'schen Apparat von 13 % und für den Rohrbeck'schen von 4 % beobachtet.

Auf der Thüringischen Bahn wurde eine Brennmaterialersparniss von 22 % bei einer Personenzugmaschine beobachtet.

Auf der Magdeburg-Halberstädter Bahn waren 11 Locomotiven mit Kirchweger'scher Condensation versehen, und zwar eine Personenzug- und 10 Güterzugmaschinen. Bei den letzteren wurde eine Brennmaterialersparniss von 14 bis 15 % beobachtet.

Auf der Berlin-Stettiner Bahn waren 12 Personenzug- und 9 Güterzugmaschinen mit Kirchweger'scher Condensationsvorrichtung versehen. Die Brennmaterialersparniss konnte in Zahlen nicht angegeben werden. Die Wasserersparniss betrug dagegen zwischen 33 bis 50 %.

Auf der Königlichen Ostbahn waren bis 1857 — 7 Maschinen mit Rohrbeck'scher und 2 mit Kirchweger'scher Condensationsvorrichtung versehen. Für das Rohrbeck'sche System ergab sich eine Brennmaterialersparniss von 10 % bei Personenzugmaschinen und von 12,5 % bei Güterzugmaschinen. Ferner ergab sich für dasselbe System eine Ersparniss an Wasser von 25 % bei Personenzugmaschinen und von 22 % bei Güterzugmaschinen. Bei der Kirchweger'schen Vorrichtung wurden an einer Locomotive Beobachtungen angestellt, und ergab sich eine Brennmaterialersparniss von 21,7 %.

§ 10. Ueber die in den Technischen Vereinbarungen der Deutschen Eisenbahn-Verwaltungen in Bezug auf Pumpen enthaltenen Bestimmungen.

I. Grundzüge für die Gestaltung der Haupt-Eisenbahnen Deutschlands.

§ 115. **Am Kessel sind wenigstens zwei von einander unabhängige Speiseapparate anzubringen, von denen mindestens einer unabhängig von der Bewegung der Locomotive functionirt und von welchem jeder einzelne zum Speisen des Kessels ausreicht.** (Dieser Paragraph ist obligatorisch.)

§ 116. **Jede Locomotive soll mit einer Vorrichtung versehen sein, um den Kesseldampf durch die Saugeröhren der Speiseapparate nach der Tendercisterne leiten zu können.**

Literatur.

a. Ueber Kesselspeisung, Pumpen, Ventile und Dampfpumpen, Probirhähne.

Beschreibung der Dampfpumpe und Kesselspeisung an den Borsig'schen Locomotiven. Verhandl. des Preuss. Gewerbever. 1846, p. 81—82. Heusinger v. Waldegg, Organ 2. Bd., p. 31 und 32. Eisenbahnzeitung 1847, p. 102, 103.

Borsig's, A., Wasserleitungsverbindungen an den Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 2. Bd., p. 121, 122.

Brown und Wilson's Dampfpumpe. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 158.

Kirchweger's Condensations-Apparat. Eisenbahnzeitung 1853, Nr. 48; 1854, Nr. 21. Polyt. Centralblatt 1854, p. 24 und 821.

Kirchweger's Condensationsvorrichtung an Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 1—4. Polyt. Centralblatt 1852, p. 546 und 1853, p. 470. Eisenbahnzeitung 1853, p. 29, 77 und 190.

Kretschmer, über die Vortheile der Kirchweger'schen Condensationsvorrichtung. Erbkam's Zeitschr. 1857, p. 474. Polyt. Centralblatt 1857, p. 1049.

Nicoll's Patentdampfwagen (mit Condensationsmaschine). Mech. Mag. Nr. 653, p. 385—488. Polyt. Centralblatt 1836, p. 574.

Rohrbeck's einfache Condensationsvorrichtung bei Locomotiven. Zeitschr. f. Bauwesen 1855, p. 406. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 122.

Slaughter's Locomotive. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 29 (mit Condensation). (The Engineer, Jan. 1864, p. 356.)

B. Dampfstrahlpumpen.

§ 11. Allgemeines. — Die Dampfstrahlpumpe (Injector) ist ein Dampfkessel-Speiseapparat einfachster Art, welcher wirkt, ohne dass während seiner Functionirung Theile desselben sich in Bewegung befinden, die Speisung findet vielmehr durch die directe Wirkung des im Kessel erzeugten Dampfes statt; die lebendige Kraft eines ausströmenden Dampfstrahles wird, indem der Dampf selbst sich in dem Speisewasser condensirt, auf letzteres übertragen und verleiht demselben eine Geschwindigkeit, welche gross genug ist, um den entgegenstehenden Dampfdruck im Kessel zu überwinden. Diesem Principe entsprechend, besteht der Injector im Wesentlichen aus einer Anzahl von Düsen, welche vermöge ihrer Form und Anordnung zur Einleitung und Erhaltung dieses Vorganges geeignet sind.

Der Einfachheit der Wirkungsweise entspricht hiernach diejenige der Construction des Apparates, der dadurch wesentliche Vorzüge vor den Speiseapparaten hat, die bis dahin im allgemeinen Gebrauch waren.

Der Injector ist eine Erfindung der neueren Zeit; wir verdanken dieselbe, d. h. die praktische Verwerthung des demselben zu Grunde liegenden, schon lange bekannten Principes, dem Ingenieur Giffard, der im Jahre 1858 zuerst damit vor die Oeffentlichkeit trat.

Ausser der Verwendung als Speise-Apparate dienen die Injectoren noch verschiedenen anderen Zwecken; wir werden uns jedoch hier ausschliesslich mit deren Anwendung bei Locomotiven beschäftigen.

Vor der Einführung der Dampfstrahlpumpen waren zur Speisung der Locomotivkessel mit Wasser anfänglich nur Saug- und Druckpumpen im Gebrauch, die wir in der ersten Abtheilung dieses Capitels kennen gelernt haben.

Jede Locomotive musste nach den fast in allen Staaten gültigen Vorschriften mit zwei solchen Pumpen versehen sein; der vielen Störungen wegen, denen sie ausgesetzt waren, und aus Rücksichten auf die Gefahren, welche durch eine Dienstuntauglichkeit der Pumpe herbeigeführt werden können, erscheint diese Vorsichtsmaassregel vollkommen am Platze.

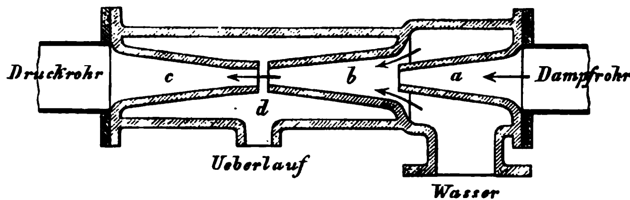
Jede solche Pumpe musste bekanntlich für sich hinreichen, den Kessel mit Wasser zu versehen; da die Wirksamkeit derselben aber vom Gange der Maschine abhängig war, sie also erst dann speisten, wenn die Locomotive sich fortbewegte, so konnten sie für die Dauer nicht ausreichen, weil der Kessel häufig auch während

Apparat geschenkt wurde und den energischen Bestrebungen zur Beseitigung der Mängel und damit auch wieder den Beweis, dass eine wahrhaft gute Sache, wenn sie bestehenden Mängeln oder Bedürfnissen abhilft, nicht unbeachtet bleibt, sondern sofort allseitige Aufnahme und Verwerthung findet, auch wenn sie noch nicht zur ganzen Vollkommenheit entwickelt ist.

Jeder Injector besteht der Hauptsache nach aus folgenden Theilen:

1) Aus der Dampfdüse *a* (Fig. 1), durch welche der Dampf in den Injector eintritt.

Fig. 1.



2) Aus der Condensations- oder Mischdüse *b*. Hier findet der Zusammenfluss von Wasser und Dampf, die Condensation des letzteren und die Uebertragung der lebendigen Kraft vom Dampfe auf das Wasser statt.

3) Die Aufnahms- oder Ueberdrucksdüse *c*, auch Fangdüse genannt. Dieselbe nimmt den gemischten Strahl auf und wird darin dessen Druck durch Verzögerung der Bewegung soweit gesteigert, dass ausser den Bewegungshindernissen auch der Gegendruck am Schlusse überwunden wird.

Wie wir später sehen werden, finden sich diese drei Theile in allen Injectorconstructionen wieder.

Um die Apparate in Gang setzen zu können, sind dieselben mit einem Zwischenraum *d* in der Regel zwischen Condensations- und Fangdüse, dem Ueberlauf, versehen. Es wird nämlich beim Anstellen zunächst das Wasser in den Apparat gelassen, welches dann durch die Düse *b* und den Ueberlauf abströmt; erst dann öffnet man die Dampfzuleitung und zwar allmählich, wodurch der aus der Düse *b* durch den Ueberlauf austretende Strahl immer mehr beschleunigt wird, bis dessen Geschwindigkeit gross genug geworden ist, um den Gegendruck in der Fangdüse *c* zu überwinden; in diesem Moment hört die Ausströmung durch den Ueberlauf plötzlich auf und der Apparat ist im Gang.

Muss das Speisewasser angesaugt werden, so wird die Dampfdüse zu diesem Zwecke so verengt, dass aus derselben nur ein feiner Strahl in die Mischdüse und durch den Ueberlauf strömt, wodurch im Condensationsraume ein Vacuum hervorgebracht wird, welches das Speisewasser anzieht. Erst nachdem letzteres durch den Ueberlauf ausströmt, wird dann die Dampfdüse ganz geöffnet und dadurch der Apparat in Gang gesetzt.

Man unterscheidet daher saugende und nichtsaugende Strahlpumpen. Letzteren muss das Speisewasser stets aus einem höher gelegenen Behälter zufliessen.

Aus dieser Darstellung geht hervor, dass die Wirksamkeit des Apparates an gewisse Bedingungen geknüpft ist; nicht nur müssen die Düsen passende Formen und Querschnitte erhalten, sondern das Speisewasser darf namentlich nicht zu warm sein, damit eine energische Condensation des Dampfes in der Mischdüse stattfinde

der äusseren Atmosphäre das Wasser bis zur dynatransfère gehoben. Von hier aus wurde das Wasser durch die unmittelbare Wirkung des Dampfstrahles hinausgespritzt.

Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, dass die von d'Ectot erfundene Maschine ein wirklicher Injector ist. *f* entspricht der Dampfdüse, *h* der Condensationsdüse. Ferner ist aus seinen Mittheilungen zu ersehen, dass d'Ectot mit seinen Apparaten Versuche durchführte, dass er ferner sowohl die sogenannten nichtsaugenden als auch die saugenden Injectoren in das Gebiet seiner Untersuchungen zog, resp. die letzteren anbahnte.

Die Verwendung von Dampfstrahlen zu mechanischen Zwecken verwandter Natur, als beim Injector, ist übrigens eine noch bedeutend ältere, als die Erfindung Mannoury d'Ectot's, und verweisen wir diesbezüglich auf die unter [2]) [3]) [4]) [5]) angeführten Werke.

Nach Mannoury d'Ectot beschäftigte sich namentlich um das Jahr 1830 der Franzose Pelletan viel mit ähnlichen Problemen. Eine ganze Reihe von ihm construirter Apparate beruht auf dem Principe (welches übrigens damals nichts Neues mehr war): dass ein austretender Dampfstrahl hinter sich ein Vacuum und vor sich einen Druck erzeugen kann.[6])

Später hat der Pariser Mechaniker Bourdon mehrere Erfindungen gemacht, um durch Dampfstrahlen Luft zu befördern.[7]) Seine Apparate, welche aus den Jahren 1848 bis 1857 stammen, haben im Principe nach dem Vorstehenden nichts Neues mehr; jedoch sind einige von Bourdon ersonnene Details auch bei den späteren, eigentlichen Injectoren angewendet worden und müssen daher gleichfalls Erwähnung finden. Bourdon war der Erste, welcher eine nach der Längenachse verschiebbare Dampfdüse anwendete. Wie aus Fig. 3, s. p. 394,[8]) ersichtlich, wendete Bourdon zuerst eine Düsennadel *a* zur Regulirung des Dampfaustritts-Querschnittes, sowie eine getrennte Fangdüse *e* an. Neu ist auch die Klappe *f*, welche die Communication zwischen dem Körper *b* und dem Zwischenraume *T* zwischen Mischdüse *c* und Fangdüse *e* herstellt. Hierbei öffnet sich das Ventil *f* bei Bourdon nach innen, ein Unterschied gegen spätere Apparate, deren Ventil *f* sich nach aussen in die freie Atmosphäre öffnet. Dieser Unterschied findet in der Natur der zu fördernden Flüssigkeit seine Berechtigung.

Am 8. März 1858 nahm M. Henry Giffard in Frankreich ein Patent auf den Injector als Kesselspeiseapparat. Wie Fig. 4, p. 394[9]) zeigt, unterscheidet sich der Giffard'sche Injector vom d'Ectot'schen dadurch, dass die Fangdüse in

---

[2]) Siehe Dr. Zeuner's Locomotiven-Blasrohr und Dr. Rühlmann's Allgemeine Maschinenlehre, III.

[3]) Vitruv. Deutsch bearbeitet von Rode. Buch 1, Cap. 7, p. 43—44.

[4]) Siehe Lechatelier's Vorrede zu seinem Werke: »Guide du mécanicien-constructeur«, 1859.

[5]) Gilbert's: Annalen der Physik.

[6]) »Journal des connaissances usuelles«, 1834, und daraus Dr. Dingler's Polyt. Journal (1834, sowie Jahrgang 1840).

[7]) Siehe Dr. Rühlmann's Allgemeine Maschinenlehre, III., und Gutachten über den Friedmann'schen Injector.

[8]) Von Friedmann entnommen aus dem Druckwerke: »Procès des injecteurs automoteurs pour M. E. Bourdon und hier reproducirt.

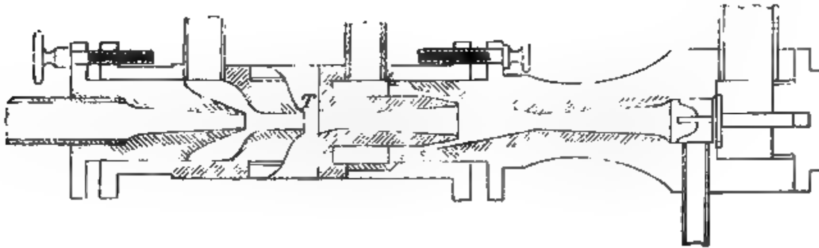
NB. Obiges Druckwerk ist vergriffen, die wenigen Exemplare sind in festen Händen und daher nahezu unzugänglich.

[9]) Dem Mechanics Magazine 1859 entnommen und hier reproducirt.

Wie Fig. 6 zeigt und in dessen Patent-Beschreibung unter Nr. 46 detaillirt berichtet, proponirte d'Ectot: die bewegende Flüssigkeit aus dem Gefässe *a* durch mehrere ringförmige Oeffnungen auf die in der Röhre *e* befindliche, zu bewegende Flüssigkeit einwirken zu lassen.

Fig. 6.

Fig. 5.



Aus dieser geschichtlichen Skizze geht — wie schon erwähnt — hervor, dass Mannoury d'Ectot der erste Erfinder der Dampfstrahlpumpen ist, dass dagegen Giffard, ausser wesentlichen praktischen Verbesserungen, die er einführte, der Erste war, welcher die Möglichkeit der Kesselspeisung (in demselben Kessel, aus welchem der Dampf entnommen wurde) einsah, und diese seine Ideen auch praktisch durchführte.

Wir können nun zur Beschreibung der verbreitetsten und wichtigsten Constructionen von als Speiseapparate dienenden Injectoren übergehen.

§ 13. Giffard'scher Injector. — Die erste, vom Mechaniker Fland (1858) ausgeführte Construction eines solchen Injectors war folgende, in Fig. 1, Tafel XVI, dargestellte:

Der Körper *A*, ein Cylinder aus Messing oder Rothguss (aus welchem Materiale fast durchgehends auch alle übrigen Theile bestanden), stand mittelst Flantschen und Röhren *B* und *C* mit dem Dampfkessel und Wasserreservoir in Verbindung. Ein Kolben *J*, welcher in den Körper *A* eingesetzt war, konnte durch eine Ratschenschraube *F* in der Richtung der gemeinschaftlichen Achse verschoben werden. Der Körper *A* hatte in der Gegend der Dampf-Einströmung eine cylindrische Erweiterung, so dass dort ein ringförmiger Raum zwischen dem Körper *A* und dem Kolben *J* frei blieb. Dieser Raum war gegen das Freie durch eine Hanfschnur, welche in cylindrische Nuthen des Körpers fest eingepresst wurde, abgeschlossen. Durch mehrere Löcher gelangte der Dampf aus dem besprochenen ringförmigen Raume in das Innere des hohlen Kolbens *J*. Am vorderen Ende war in den Kolben *J* ein conisches Mundstück eingeschraubt, gegen rückwärts ein Muttergewinde eingeschnitten. Dasselbe correspondirte mit erhabenen Gewinden, welche an der Spindel *H* sich befanden. Diese Spindel, welche weiter noch durch eine Stopfbüchse geführt und abgedichtet war, wurde mittelst einer Kurbel bewegt, und diente der ganze Mechanismus dazu, zwischen dem Mundstücke und der entsprechend conisch geformten Spitze der Spindel einen regulirbaren Querschnitt für den Dampfaustritt zu gewinnen. An den Körper *A* schloss sich mittelst Flantsch und Schrauben ein zweiter Cylinder *A'*, welcher gegen *A* zu, entweder mit *A'* in Einem gegossen oder eingeschraubt, die Condensationsdüse *E* enthielt. Zwischen dem innern Conus dieser Düse und dem äusseren Conus des Dampfmundstückes wurde ein ringförmiger Querschnitt für den Wasserzufluss gebildet.

Die Regulirung dieses Querschnitts erfolgte durch die Eingangs erwähnte Ratschenschraube F, mittelst welcher der Kolben J verschoben werden konnte. Mit dem Theile A' war ein weiteres Stück A'' verschraubt. Dasselbe enthielt in der Achse des Apparates die Ueberdruck- oder Fangdüse K. Zwischen Condensations- und Fangdüse blieb ein gewisser Zwischenraum, etwa von 1 Centimeter, welcher mit dem mehrfach genannten Schlabberraume und von diesem mittelst eines längeren Rohres mit der Atmosphäre communicirte. Dieses Rohr, auch Ueberlaufrohr genannt, war mit Flantsch und Schrauben bei L mit dem Theile A' verbunden. An den Theil A'' schloss sich ein Ventilgehäuse mit einem Druckventile und ferner das Druckrohr M, welches in den Kessel führte.

Beim Ingangsetzen des Apparates verfährt man, wie folgt: Es wird zuerst der Kolben J in eine passende Stellung gebracht, sodann wird die Dampfspindel etwas wenig zurückgezogen, um das Ansaugen des Wassers zu bewirken. Ist das Wasser gehoben, so zieht man die Dampfspindel etwas rascher vollends zurück, um genügend Dampf zur Förderung des Wassers zuzulassen. Die anfängliche Stellung des Kolbens J vor Beginn des Saugens muss so getroffen werden, dass selbst bei vollends zurückgezogener Spindel der Dampf nicht die Uebermacht gewinnt; der Kolben muss daher bei Beginn ziemlich weit zurückgezogen werden. Es wird beim Ingangsetzen Wasser aus dem Schlabberrohre ausfliessen, und wird man daher nach begonnener Thätigkeit des Apparates den Kolben allmählich soweit vorzuschieben haben, bis der Ausfluss aufhört. Ist der Apparat in geregelter Thätigkeit, und will man z. B. weniger Wasser speisen, so verengt man zuerst den Dampf- und sodann den Wasserquerschnitt. Diese Construction wird nicht mehr ausgeführt.

§ 14. Giffard'sche Injectoren, ausgeführt von Sharp, Steward & Co.[10] — Eine Construction genannter Firma, welche in Fig. 2, Tafel XVI, dargestellt ist, unterscheidet sich von der Fland'schen wesentlich nur durch die Kürzung der Ueberdrucksdüse und durch die Disposition des Druckventils.

Die in Fig. 3, Tafel XVI, dargestellte Construction repräsentirt dagegen einen Fortschritt. Der Dampfconus ist fix, dagegen die Mischdüse und die Fangdüse zu einem Stücke verbunden und gegen die Dampfdüse zu beweglich gemacht. Dadurch ist die unsolide und schwer zugängliche Dichtung mit Hanfschnüren weggeschafft und das Dichthalten des Dampfraumes viel eher zu erreichen.

Um die Uebelstände zu beseitigen, welche sich bei dieser Construction infolge starker Oxydation der grossen Berührungs- und Reibflächen ergeben, wurde die Construction, Fig. 4, Tafel XVI, erdacht.

Die Verschiebung der vereinigten Misch- und Fangdüsen erfolgte durch Zahnstange und Getriebe. Das Ueberlaufrohr ist etwas höher disponirt als der Zwischenraum zwischen Misch- und Ueberdrucksdüse; das beim Ingangsetzen des Apparates entweichende Wasser kann sich in dem Raume L ansammeln und später, falls es das Niveau der Ueberlauföffnung erreicht, bei erhöhter Saugfähigkeit des Strahles wieder aufgenommen werden. Nicht zu verkennen ist der Nachtheil, dass der Apparat durch das in L angesammelte Wasser bei Frost Schaden leiden kann. Diese Anordnung ist noch jetzt bei stehenden Dampfmaschinen vielfach in Gebrauch; für Locomotiven finden die in diesem § beschriebenen Apparate keine Anwendung mehr.

§ 15. Verbesserter Giffard'scher Injector von G. T. Bousfield. — Um den Giffard'schen Injector für grössere Saughöhen brauchbar zu machen, wendet

---

10) Siehe Maschinenbauer von Demme, 1866.

G. T. Bousfield eine Saugröhre mit Fussventil an, also ein schon von Mannoury d'Ectot angegebenes Princip.

In Fig. 9, Taf. XVII, ist dieser Injector dargestellt.[11]) Das Saugrohr *b* mit der Fussklappe *c* verlängert sich oberhalb des Injectors und mündet in ein Reservoir *g*. Die Verbindung des Reservoirs mit der Saugröhre kann durch einen Hahn *f* entweder hergestellt oder gestört werden. Das Druckrohr des Injectors steht durch ein Rohr *i* mit dem Wasserreservoir *g* in (durch den Hahn *h* regulirbarer) Verbindung. Die Anwendungsweise des Apparates ist leicht ersichtlich. Vor dem Ingangsetzen des Apparates ist *h* geschlossen, dagegen wird *f* so lange geöffnet, bis das Saugrohr bis zur Apparatshöhe mit Wasser gefüllt ist, sodann gleichfalls geschlossen. Darnach wird der Apparat auf gewöhnliche Weise in Thätigkeit gebracht. Die Klappe *c* wird hierbei durch den Ueberdruck der äusseren Atmosphäre gehoben. Will man den Apparat dauernd abstellen, so ergänzt man sich noch vorher mittelst des Apparates den Wasservorrath im Gefässe *g*. Zu diesem Zwecke wird der im Druckrohre befindliche Hahn *l* geschlossen, dagegen *h* geöffnet; der Apparat speist hernach das Gefäss *g*. Hat dies in genügender Menge stattgefunden, so wird *h* geschlossen und auch der Dampfzufluss gehemmt. Da sich nun die Spannung im Injectorkörper durch Zutritt von Luft (durch das Ueberlaufrohr) bald auf eine Atmosphäre erhebt, so wird durch das Gewicht der Wassersäule die Fussklappe *c* geschlossen, und es kann kein weiteres Wasser in das Reservoir entweichen. Durch Frostschäden ist dieser Apparat sehr gefährdet; auch ist die Handhabung desselben für die Anwendung an Locomotiven zu complicirt.

§ 16. Verbesserter Giffard'scher Injector von Schäffer und Budenberg.[12]) — Wie Fig. 5, Tafel XVI, zeigt, ist hierbei die Dampfspindel *b* festgelegt. Ebenso sind Mischdüse *d* und die Ueberdrucksdüse *f* fix. Dagegen ist die Dampfröhre *C* beweglich und bildet so den Dampf- und Wasserregulator. Die Dampfspindel hat nur insoweit ein kleines, durch eine Spiralfeder *s* begrenztes Spiel, dass hierdurch ein Sprengen des Mundstückes *c c*, welches sonst bei gewaltsamer Rückbewegung von *C* stattfinden könnte, verhindert zu werden vermag. Die Dampfspindel hat zwei Führungen, von denen die eine mit dem Hauptkörper verschraubt, die andere an der Dampfröhre *C C* angebracht ist. Aehnlich wie bei früheren Constructionen besteht der Hauptkörper aus zwei Theilen, welche durch einen Steg verbunden sind. Hierdurch wird Raum gewonnen, um zwei äussere Stopfbüchsen t_1 und t_2 anbringen zu können. Das Dampfrohr *C C* hat auf der Dampfseite ein erhabenes Gewinde, welchem ein in den Hauptkörper geschnittenes Muttergewinde entspricht. Zur Drehung des Regulators dient ein mit demselben verbundenes Händel *h*. Die Vortheile dieser Construction sind: Ersatz der Dampf- und Wasserregulirung durch eine einzige Regulirung, sowie leicht zugängliche, sehr wenig dem Verderben ausgesetzte Stopfbüchsen. Hinsichtlich der Ingangsetzung kann bemerkt werden, dass ein langsames Drehen des Händels um $^1/_2$ bis $^3/_4$ der Peripherie genügt, um den Apparat zum Speisen zu bringen. Derselbe ist für Locomotiven nicht gebräuchlich, hauptsächlich wohl seiner bedeutenden Länge wegen.

§ 17. Verbesserte Giffard'sche Injectoren von Andrew Barclay.[13]) —

---

[11]) Siehe London Journal of arts, 1862 und Dr. Dingler's Polyt. Journal, 1862.

[12]) Siehe Officieller Ausstellungsbericht des k. k. österr. Central-Comités bez. der Pariser Weltausstellung, 1867, sowie Der praktische Maschinenconstructeur von Uhland, 1868.

[13]) Siehe Maschinenbauer von Demme, 1866, und Dr. Dingler's Polyt. Journal, 1865; Practical Mechanics Journal, 1865.

Ueberdrucksdüse sind durch Verschraubung derart verbunden, dass, wenn die letztere Düse schadhaft werden sollte, dieselbe ausgewechselt werden könnte. Der Zwischenraum zwischen beiden Düsen communicirt durch mehrere Oeffnungen mit dem Raume *d*. Dieser Raum ist kein eigentlicher Ueberlaufraum, da er nicht mit der Atmosphäre communicirt, sondern dient zu einem Theile der beabsichtigten Regulirung. Das eigentliche Ueberlaufrohr, durch einen Hahn *f* verschliessbar, befindet sich weiter vorn, ausserhalb der Fangdüse. In der Nähe des Saugrohres *a* befindet sich noch ein kleines Luftventil, das sich nach aussen öffnet und gewöhnlich durch eine schwache Feder geschlossen wird. Die Wirkungsweise des Apparates ist folgende: Bei offenem Ueberlaufhahne *f* wird die Dampfspindel, zum Zwecke des Saugens, etwas zurückgezogen. Gelangt beim Ueberlaufstutzen Wasser heraus, so wird *f* geschlossen. Wird noch immer zu viel Wasser gesaugt, so strömt dasselbe durch die Oeffnungen bei *h*, gelangt in den Raum *d*, füllt denselben aus und drängt eventuell den Kolben so weit zurück, bis nur die gerade entsprechende Wassermenge zufliesst. Wird dagegen mehr Dampf eingelassen, als eigentlich nothwendig wäre, so übt derselbe, durch Vermittelung des mitgeführten Wassers, einen grösseren Druck auf den Doppeltrichter nach vorwärts aus und verschiebt den Trichter so lange, bis eine entsprechend grössere Wassermenge durch *a* zufliessen kann. Der Apparat wird sowohl beim Ingangsetzen, als auch bei einer Störung während des Ganges in der angedeuteten Weise wirken, so lange der ganze Mechanismus sich in gutem Zustande befindet. Bei nicht ganz reinem Speisewasser setzt sich indess die Regulirung leicht fest, der Apparat bietet daher nicht die für den Locomotivbetrieb nöthige Sicherheit der Wirkung.

Die etwas veränderte neuere Form dieses Injectors findet sich im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens Jahrgang 1875, Tafel IV, Fig. 3 abgebildet.

§ 20. Injector von Dülken. Von A. Dülken in Düsseldorf wurde im Jahre 1874 ein neuer saugender Injector (Taf. XVIII, Fig. 4, 5) eingeführt, welcher an der Rückwand des Locomotivfeuerkastens, also innerhalb des Führerstandes, angebracht wird.

Der Betriebsdampf gelangt in diesen Apparat durch den unteren Abschlusshahn *B*, welcher während der Fahrt stets offen bleibt, mittelst des im Kessel bis oben in den Dampfraum reichenden Rohres *D*. Die Saugspindel, welche durchbohrt ist, und mittelst des Handhebels *H* bewegt wird, trägt ein doppeltes Ventil, welches die Dampfdüse verschliesst. Wird die Spindel langsam nach unten bewegt, so hebt sich zunächst der an derselben angedrehte Ansatz von dem Ventil, sodass Dampf durch die Bohrung der Spindel bläst und das Wasser ansaugt; bei weiterem Bewegen der Spindel wird dann das Ventil mitgeöffnet und dadurch der Apparat zum Speisen gebracht. Am Wasserzulauf und Ueberlauf sind besondere Hähne angebracht; oben auf der Druckdüse befindet sich das Speiseventil, von welchem aus das Wasser durch einen Hahn *A* direct in den Kessel gelangt, in welchem dasselbe mittelst eines horizontalen Rohres *S* bis etwa in die Mitte des Langkessels fortgeleitet wird. Nach Abnehmen des oberen Deckels *C* kann man das Ventil nebst Fang- und Condensationsdüse ohne Weiteres herausnehmen.

Dieser Injector hat auf norddeutschen Bahnen vielfache Anwendung gefunden. Die Vorzüge desselben bestehen in der Einfachheit der Handhabung und Billigkeit der Beschaffung, da keine besonderen Dampf- und Speise-Ventile erforderlich sind, dem Fortfallen eines aussen liegenden Speiserohres, welches namentlich im Winter zu Störungen leicht Veranlassung giebt. Dagegen schlagen diese Injectoren infolge der ziemlich langen verticalen Saugeleitung bei Verticalstössen der Maschine leicht

§ 23. Injector von Schau.[18] — Von Schau, Director der Locomotivfabrik von Sigl in Wiener Neustadt, ist 1866 ein Injector construirt worden, welcher ausser mehrfachen Fortschritten in der Dimensionirung in mancher Beziehung höchst charakteristisch ist. Der Injector (für Oesterreich am 18. April 1866 patentirt) hat, wie der Seller'sche einen aus Misch- und Fangdüse bestehenden Doppeltrichter und ein Ueberlaufventil, conform den Vorschlägen von Giffard und Fletcher und Bower. Obwohl also dieser Theil seiner Construction nicht absolut neu ist, so bleibt doch Schau das Verdienst, diesen Bestandtheil sehr compendiös construirt zu haben. Durch dieses Ueberlaufventil wurde dem Wasser der Austritt gestattet, der Luft jedoch der Eintritt verwehrt. Der Doppeltrichter (Fig. 10, 11, 12, 13 und 14, Tafel XVII) *d*, *f* ist in den Hauptkörper so eingesetzt, dass zwischen den Stegen *e* Raum für das aus *E* nach *D* strömende Wasser übrig bleibt. Die weitere Construction, sowie die Handhabung des Apparates sind leicht erklärlich. Beim Ingangsetzen wird das durch den Ueberlaufraum verspritzende Wasser unbehindert ins Freie gelangen können; ist der Apparat aber einmal in Gang, so wird sich das besagte Ventil schliessen, und es wird das Wasser nicht blos auf dem gewöhnlichen Wege, sondern auch durch die Oeffnungen *e e* und *s s* gesaugt werden. Frostschäden ist übrigens dieser Apparat gleichfalls ausgesetzt.

§ 24. Injector von Friedmann. Aeltere Construction. — Einer weiteren Vervollkommnung wurden die Injectoren durch den Civil-Ingenieur Friedmann in Wien zugeführt. Seine Erfindungen in Oesterreich, seit dem 8. Februar 1868 patentirt, basiren auf dem Grundgedanken: das zu befördernde Wasserquantum in mehreren Abtheilungen zum fördernden Dampfstrahl gelangen zu lassen. Wie aus dem Vorhergehenden ersichtlich, ist dasselbe Princip schon früher von Barclay theilweise bei saugenden Injectoren angewendet worden, indem derselbe das Wasser in 2 Abtheilungen dem Apparate zuführte. Die Verschiedenheit in der Anwendung desselben Principes liegt bei besagten Ingenieuren nur darin, dass Barclay den Dampfstrahl zwischen einem inneren und einem äusseren Wasserstrahl verzehren liess und dass hierbei sämmtliche Strahlen durch die in der Mitte durchgehende Spindel cylindrisch durchbrochen waren, während bei Friedmann der compacte Dampfstrahl durch 2 oder mehrere auf derselben Seite (nach vorne, gegen den Kessel zu) liegende Wasserstrahlen condensirt wird. Fig. 15 u. 16, Tafel XVII, stellen im Principe die Friedmann-schen Patente dar. Zwischen Condensations- und Dampfdüse ist ein Stück eingesetzt, welches Friedmann »Zwischenrohr« nennt.[19] Dasselbe kann auch für gewisse Zwecke sich mehrfach wiederholen. Hierdurch wird das Wasser gezwungen, in zwei oder mehreren Abtheilungen zu dem Dampfstrahle zu gelangen. Um einen möglichst günstigen Effect mittelst dieser Zwischenrohre zu erreichen, müssen dieselben gewisse, durch Friedmann ermittelte Formen besitzen. Dies gilt namentlich in Bezug auf die Veränderung der nach einander vom Wasser, respective Dampf durchströmten Querschnitte. Aber auch in Bezug auf die Form jedes Querschnittes hat sich Friedmann vorbehalten für gewisse Fälle, um die Berührungsflächen zwischen Wasser und Dampf zu vermehren, dieselbe oval zu gestalten. In obigen Figuren ist noch der Seller'sche Doppeltrichter beibehalten, während bei wirklichen Ausführungen Friedmann die beiden Düsen wieder getrennt hat, damit dieser der Abnutzung zumeist unterliegende Theil leichter ausgewechselt werden kann.

---

[18] Engineering 1866; Organ von Heusinger von Waldegg 1867 etc.

[19] Entnommen dem Gutachten von Friedmann.

welcher mit einem sich nach abwärts erweiternden Conus construirt ist. Der Hahn wird mittelst der Stange *g* und der Handhabe *m* gedreht, kann aber auch mittelst Schraube und Handrad *g'* sammt dem Wasserregulator gehoben oder gesenkt werden. Die Verbindung zwischen dem Doppeltrichter *e* und dem Stücke *f* wird durch einen Ansatz einerseits, durch eine Mutter mit Kerben am Umfange andrerseits sicher gestellt. Das Druckventil ist ein Kugelventil *h*; ausserdem ist ein Absperrconus *i* mit Schraube und Handrad zu dem Zwecke vorhanden, um nöthigenfalls den Injector abmontiren und repariren zu können, wobei natürlicher Weise der Conus *i* das ausser Thätigkeit kommende Kugelventil hinsichtlich der Absperrung des Kesselwassers substituiren muss. Der Injector ist mit einem Ansatze versehen und durch Stiftschrauben mit dem Kessel verbunden. Dieser Ansatz hat Schlitze, so dass, nachdem die Muttern der betreffenden Schrauben gelüftet sind, der Apparat herabgezogen und untersucht werden kann, wenn zuvor die Stopfbüchsen am Saug- und Druckrohre gelöst worden sind. Wie aus Vorstehendem ersichtlich, ist der Apparat elegant und praktisch construirt. Jedoch ist die Befürchtung gestattet, dass sich infolge der Disposition des Apparates derselbe durch die aus der Feuerbüchse strahlende Wärme stark erhitzen und sonach häufig versagen kann. Gegentheilige praktische Erfahrungen können bei dem kurzen Zeitraume, welcher seit der Erfindung dieses Apparates verstrichen ist, natürlicher Weise nicht constatirt werden.

§ 27. Injector von Körting. — Es mögen hier noch die älteren Körting-schen Injectoren kurz erwähnt werden. Dieselben verwirklichen dieselbe Idee beim Speisen mit Injectoren, wie die Kirchweger'schen u. a. m. Vorwärm-Vorrichtungen beim Speisen mit gewöhnlichen Dampfpumpen. Ueber diese Vorrichtungen wurde in der I. Abtheilung dieses Capitels abgehandelt; es kann also hier von weiteren Erörterungen über den Werth dieser Vorrichtungen abgesehen werden. Die Körting'schen Injectoren (Taf. XVIII Fig. 6) besitzen in der Condensationsdüse Oeffnungen *x*, *x*, durch welche vermittelst eines, an die Oeffnung *k* angeschlossenen, mit den Ausströmungscanälen der Dampfcylinder in Verbindung stehenden, Rohres ein Theil des abgehenden Dampfes mit angesaugt wird. Das Speisewasser wird durch diese Vorrichtung um etwa 20° mehr erwärmt. Nach Erfahrungen der K. F. Nordbahn bewährt sich ein dortselbst in Verwendung stehender Körting'scher Injector ganz gut. Diese Apparate werden jetzt nicht mehr ausgeführt, da, wie wir weiter unten sehen werden, neuere Apparate existiren, welche ein noch wirksameres Vorwärmen des Wassers gestatten.

§ 28. Um den beim Ingangsetzen des Injectors eintretenden Wasserverlust zu vermeiden, sind einige neuere Constructionen entstanden. Goffin, technischer Dirigent der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft (vormals Georg Egestorff[21]) bringt unter dem Schlabberventile einen Behälter an, so dass das anfänglich austretende Wasser angesammelt und später wieder angesogen werden kann.

Demselben Uebelstande will Pohlmeyer steuern, zugleich aber seinen Apparat befähigen, wärmeres Wasser speisen zu können.

Neuere Injectoren.

§ 29. Neuer Injector von Friedmann. — Dieser Injector, welcher auf Taf. XVIII Fig. 7 in der Ansicht, Fig. 8 im Längsschnitt, Fig. 9 im Querschnitt dargestellt ist, unterscheidet sich von der älteren Friedmann'schen Construction (s. § 24)

[21]) Siehe Zeitschrift deutscher Ingenieure 1872.

den Kesseldampf ist von einer anderen Dampfdüse *a*, *a* für den Abdampf umgeben, welcher dem Injector von den Ausströmungscanälen der Cylinder her, durch ein Rohr *b* zugeführt wird, und nach Bedarf durch den Hahn *h* abgestellt werden kann. Auf das in die Condensationsdüse eintretende Wasser wirkt nun zunächst der Abdampf, erwärmt dasselbe um 25—30° und bringt es auf etwas höheren Druck, sodass die Condensationsfähigkeit für den zweiten directen Dampfstrahl in der erforderlichen Weise erhöht wird; da sonach dieser Injector unter höherem Druck arbeitet, ist auch das Schlabberventil durch eine Feder angemessen belastet. Die Condensations- und Ueberdrucksdüse ist zum Reguliren des Wasserzuflusses mittelst des Excenters eingerichtet, auch zum Anstellen noch ein zweites Schlabberventil *t* angebracht, welches sonst stets geschlossen bleibt.

Dieser Injector soll auf mehreren Bahnen probirt worden sein und zufriedenstellende Resultate geliefert haben. Aus der Grösse der Erwärmung ist auf eine Brennmaterialersparniss von ca. 4 % zu schliessen. Nachtheile sind, dass der Apparat nur so lange vorwärmt, als die Maschine arbeitet, also nicht auf Gefällen, wo meistens gespeist wird; und dass der Abdampf dem Blasrohre gerade während des Speisens entzogen wird. Aus letzterem Grunde ist dieser Apparat jedenfalls in sehr kleinen Nummern, zum continuirlichen Speisen, zur Anwendung zu bringen.

§ 31. Doppel-Injector von Körting. — Der Körting'sche Doppel-Injector (auch Universal-Injector genannt) ist in Fig. 11—14, Taf. XVIII, dargestellt und besteht im Wesentlichen aus zwei vollständigen einfachen Injectoren, welche in einem gusseisernen Gehäuse über einander angebracht sind.

Fig. 11 stellt den nichtsaugenden Apparat im Längsschnitt dar. Das Speisewasser gelangt aus dem Zuleitungsrohr *J* zunächst in den unteren »Sauge«-Injector, welcher aus Dampfdüse *D* und Condensations- und Druckdüse *F* besteht, und wird durch denselben in den Raum *N* und auf einen Druck gebracht, welcher etwa $^1/_4$ der Kesselspannung beträgt. Von hier strömt das Wasser dem zweiten »Druck«-Injector zu, welcher gleichfalls aus Dampfdüse *D'* und Condensations- und Druckdüse *F'* besteht und das Wasser auf den vollen Kesseldruck bringt. Da der Apparat keinen Ueberlauf besitzt, ist ein Anlassventil *E* angebracht, welches mittelst des Hebels *G* (Fig. 12) vom Führerstande aus geöffnet und geschlossen werden kann.

Um den Apparat anzustellen, wird zunächst das Anlassventil *E* geöffnet, worauf das Wasser durch die stets offene Tenderleitung, durch den Apparat zu strömen beginnt; dann wird allmählich das Dampfventil geöffnet und endlich das Anlassventil wieder geschlossen, worauf der Apparat in den Kessel speist. Zum Abstellen wird nur das Dampfventil geschlossen. Einmaliges An- und Abstellen erfordert also vier Handgriffe wie bei anderen Injectoren.

Am Gehäuse des Doppel-Injectors ist ein Windkessel und ein Druckventil angebracht, sowie die, zum vollständigen Entleeren bei Frostwetter nöthigen Hähne *R*. Die Befestigungsflächen und Schraubenlöcher sind in der Mitte am Gehäuse derart angebracht, dass der Apparat nach Belieben rechts und links an der Locomotive angebracht werden kann.

Diese Injectoren speisen, ohne einer Regulirung des Wasserzuflusses zu bedürfen, bei Dampfspannungen zwischen 2 und 12 Atm. und Wassertemperaturen bis zu 70° C. während schnellster Fahrt mit voller Sicherheit. Diese höchst werthvollen Eigenschaften finden ihre Erklärung darin, dass die Temperatur- und Druckunterschiede eben auf zwei Injectoren vertheilt sind und daher bei dem einzelnen Apparat nicht so zur Geltung kommen, wie bei anderen Injectoren. Insbesondere erklärt sich die

Fähigkeit, mit heissem Wasser zu speisen dadurch, dass im unteren Apparat die Erwärmung des Speisewassers nur gering ist, indem dieselbe ca. 10—12° beträgt. sodass die Temperatur in der Mischdüse höchstens 80—82° erreicht, also immer noch um 20—18° unter der Siedetemperatur bleibt, welche Bedingung wir oben S. 392 als für die Möglichkeit des Arbeitens eines Injectors maassgebend bezeichneten. Den zweiten »Druck«-Injector wird nun aber das Speisewasser unter einem Ueberdruck von 2—2,5 Atm. zugeführt, wodurch dessen Siedetemperatur auf 130—140°, also so hoch gebracht wird, dass die daselbst stattfindende weitere Erwärmung um 30—40° wiederum um ca. 20° unter dieser Siedetemperatur bleibt.

Das Constructionsprincip dieses Injectors erscheint also in jeder Beziehung rationell; die aus demselben resultirenden Vorzüge haben diesen Apparaten eine ausgedehnte und stets steigende Anwendung verschafft.

Es steht übrigens Nichts im Wege, drei- und mehrfache Injectoren herzustellen, doch scheint zu deren Herstellung noch keine Veranlassung gewesen zu sein, indem die Doppelapparate allen billigen Ansprüchen genügen.

Die saugenden Doppel-Injectoren werden von Körting nach der Construction Fig. 13, 14, Taf. XVIII, hergestellt und unterscheiden sich von den nichtsaugenden dadurch, dass an Stelle des Anlassventils ein Zweiweghahn *E* angebracht ist, welcher durch die Canäle *M, M'* mit den Druckräumen beider Injecteure in Verbindung steht und dass beide Dampfdüsen durch besondere Ventile während der Ruhe verschlossen sind. Diese Ventile können durch einen Balken *O* angehoben werden, welcher auf dem excentrischen Endzapfen einer Spindel *B* sitzt, deren Handgriff *L* mit dem Anlasshahn durch eine Stange verbunden ist. Während der Ruhe steht der Hahn *E*, wie in Fig. 13 gezeichnet, beide Canäle *M M'* öffnend.

Wird nun der Hebel *L* langsam aus der Ruhestellung nach der in Fig. 13 gezeichneten Arbeitsstellung hinbewegt, so öffnet sich zunächst das kleinere Ventil *V* auf der unteren Dampfdüse; da letztere enger als der engste Querschnitt der Mischdüse ist, strömt der Dampf durch letztere bei *E* heraus und saugt das Wasser an, bis der untere Apparat in regelrechter Thätigkeit ist. Dann wird, bei Weiterbewegung des Hebels *L* zunächst durch den mitbewegten Hahn *E* der Canal *M* geschlossen, sodass alles Wasser durch den oberen Apparat strömt; endlich öffnet sich auch dessen Dampfdüse *D'*, der Canal *M'* wird gleichfalls abgeschlossen und der Apparat ist in Thätigkeit. Zum Abstellen bringt man den Hebel *L* wieder in die Ruhestellung zurück. Diese Injecteure saugen sehr sicher an.

Für Locomotiven sind indess die nichtsaugenden Apparate vorzuziehen, da dieselben einfacher und dauerhafter in allen Theilen sind, auch infolge des Druckes der Wassersäule noch wärmeres Wasser als die saugenden verspeisen.

Die saugenden Apparate sind ganz frostfrei, während die nichtsaugenden beim Kaltstehen der Maschinen besonders vom Wasser entleert werden müssen. So lange die Maschine Dampf hat, frieren letztere erfahrungsmässig nicht ein, da dieselben durch die kleinen Undichtigkeiten der Dampfventile stets warm gehalten werden.

Sowohl die Dampfdüsen, als auch die Condensations- und Druckdüsen sind aus Rothguss hergestellt und in das gusseiserne Gehäuse eingeschraubt; mittelst passender Schlüssel können dieselben leicht herausgenommen und nachgesehen oder ausgewechselt werden.

Eine ziemlich mangelhafte Nachbildung des Körting'schen Doppel-Injectors ist der sogenannte Inspirator von Hancock, gleichfalls ein Doppel-Injector, bei

dessen Construction indess die Vortheile der Anordnung keineswegs genügend nutzbar gemacht worden sind.

§ 32. Vorwärmung des Speisewassers für Injecteure. — Die Fähigkeit der Friedmann'schen und namentlich der Körting'schen Doppel-Injecteure, mit warmem Wasser zu speisen, hat Veranlassung gegeben, die mit den Pumpen aufgegebene Vorwärmung des Speisewassers wieder in Anwendung zu bringen.

Friedmann schlägt zu diesem Zwecke vor, die Saugeleitung des einen Injectors im Aschkasten einige Male herumzuführen, um auf diese Weise die Wärme der Asche nutzbar zu machen. Diese Methode ist aber durchaus unwirksam, weil eben, sobald sich Asche auf das Rohr gelegt und sich abgekühlt hat, dieselbe als schlechter Wärmeleiter das Rohr gerade vor weiterer Erwärmung schützt; auch ist das Rohr der Beschädigung beim Reinigen der Rosten und des Aschkastens zu sehr ausgesetzt.

Körting bringt hinter dem einen Injector einen Vorwärmer an, in welchem das Speisewasser in einer grossen Anzahl enger Röhrchen durch einen Theil des abgehenden Dampfes erwärmt wird, während das aus dem Dampf gebildete Condensationswasser ins Freie abläuft. Diese Vorrichtung ist dem Froste sehr ausgesetzt und hat ausserdem den Nachtheil, dass nur so lange die Maschine arbeitet, mit warmem Wasser gespeist werden kann und dass gerade während des Speisens ein Theil des abgehenden Dampfes dem Blasrohr entzogen wird, wodurch ein rasches Sinken der Dampfspannung beim Speisen eintritt.

Auf der Hannoverschen Staatsbahn wurden nach Versuchen mit dem Körting-schen Vorwärmer zunächst einige Maschinen mit einem Strahlvorwärmer versehen, welcher, nachdem er bei der Abfahrt durch einen 3—4 Secunden wirkenden directen Dampfstrahl angestellt ist, mit einem Theil des Exhaustdampfes continuirlich weiter arbeitet; indem derselbe durch die Saugleitung des rechten Injectors Wasser aus dem Tender ansaugt und durch diejenige des linken um ca. 20—25° erwärmt wieder dahin zurückdrückt. Auf diese Weise erhält nicht nur der linke am meisten benutzte Injector von vorne herein warmes Wasser, sondern auch das Tenderwasser wird allmählich erwärmt, so dass auch während des Einlaufens und Aufenthaltes auf den Stationen mit warmem Wasser gespeist werden kann.

Trotzdem diese Einrichtung sich recht gut bewährt, wurde von der genannten Verwaltung später noch eine andere Vorwärmungsmethode in Anwendung gebracht, welche in 5—10 der Länge nach durch den Tenderwasserbehälter gelegten Siederohren besteht, durch welche wieder ein Theil des abgehenden Dampfes geleitet wird. Insbesondere sind die Rohre so gelegt, dass das zum linken Injector strömende Wasser zwischen denselben hindurch passiren muss, wodurch schon bei Beginn der Fahrt, wenn das Tenderwasser sonst noch kalt ist, eine ziemliche Erwärmung desselben bewirkt wird. Das condensirte Wasser strömt nach hinten frei ab. Diese Vorrichtung hat den Vorzug grösster Einfachheit der Construction und Handhabung; ist das Wasser warm genug, was beim Anstellen der Injecteure leicht zu erkennen ist, so schliesst man nur die in der Abdampfleitung vorhandene Drosselklappe.

Mit dieser letzten Vorwärmung wurde bei einer Personenzugsmaschine mit und ohne Vorwärmung eine Kohlenverbrauchsdifferenz von 12 % einer ebensolchen Ersparniss gleichkommend, erzielt. Auch die Kirchweger'sche Vorwärmungsvorrichtung würde dieselben guten Resultate liefern.

§ 33. Dampfzulass- und Speiseventile. — Da bei nichtsaugenden Injectoren die Spindel wegfällt, so musste eine andere Vorkehrung getroffen werden, um beim Ingangsetzen einem Ueberhandnehmen des Dampfes vorzubeugen, solange das Wasser

Ein, auf der Hannoverschen Staatsbahn gebräuchliches, sehr zweckmässiges Speiseventil ist in Fig. 2 u. 3 auf Taf. XVIII dargestellt. Der sonst übliche Abstellhahn zwischen Ventil und Kessel, welcher stets festsitzt, wenn er benutzt werden soll, ist hier durch ein zweites Ventil mit Schraubenspindel ersetzt.

Fig. 8. Fig. 9.

(1/5 nat. Grösse.)

§ 34. Versuchsresultate. — Indem wir nur noch die Resultate einiger Versuche folgen lassen, muss im Vorhinein bemerkt werden, dass die bis jetzt durchgeführten Versuche unzureichend sind, um in die gesammten Vorgänge beim Injiciren klaren Einblick zu gewähren. Einzelne wichtige Factoren können jedoch aus Nachfolgendem entnommen werden.

Nach Dr. Grashof lässt sich die Leistung eines Injectors durch die Formel $M_2 = A\, d_0^2 \sqrt{a-1}$ ausdrücken. Hierbei ist M_2 die vom Injector pro Stunde geförderte Wassermenge in Litern oder in Kilogr. d_0 bedeutet den Durchmesser der engsten Stelle des Injectors in mm. (Nach Giffard's Vorschlag drückt d_0 in mm die Nummer des Apparates aus.) a bedeutet die Anzahl absoluten Atmosphären Druck, welche der injicirende Dampf hat. A endlich ist eine von verschiedenen Umständen abhängige Grösse, welche jedoch von der Grösse (Nummer) des Injectors nicht berührt wird. Es ist klar, dass durch den Quotienten $\left(\frac{M_2}{d_0^2}\right)$ eine Grösse gegeben wird, welche den Vergleich der Leistungen verschieden grosser Injectoren ermöglicht.

Dieser Quotient ist proportional der pro Quadratmillimeter engsten Injector-Querschnittes geförderten Wasserquantität. Man erhält diese letztere Grösse aus dem Quotienten, wenn man denselben mit $\left(\frac{4}{\pi}\right)$ multiplicirt. Es soll daher in Nachfolgendem stets ausser der absoluten Leistung M_2 des Injectors auch der Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$ angegeben werden.

Mit Rücksicht auf den wissenschaftlichen Usus, namentlich in der mechanischen Wärmetheorie, sollen die Dampfdrücke in absoluten Atmosphären, und die Speisewasser-Temperaturen in Graden Celsius angegeben werden.

Nach den Versuchen von John Robinson mit einem Giffard'schen Injector No. 4 haben sich bei der constanten Speisewasser-Temperatur von 35 ° Celsius bei verschiedenen Dampfdrücken nachfolgende Förderquantitäten ergeben.

Villiers berechnet ferner aus der Temperatur des Saugwassers und der des Druckwassers das Gewicht des geförderten Wassers pro 1 Kilo injicirenden Dampfes und findet, dass dasselbe von 14 Kilo (bei 4 . 50 Atm.) bis 22 Kilo (bei 2,00 Atmosphären) variirt. Macht man diesbezüglich einen Vergleich mit den Versuchen von Reinhardt, so stellt sich heraus, dass die geförderten Wasserquantitäten von Reinhardt nicht absolute Maxima sein können, dass vielmehr bei diesen Versuchen zu viel Dampf zugelassen worden sein muss, oder der Apparat unvollkommen gewesen ist.

Versuche des Ingenieurs Turk mit einem Injector No. 6 seiner Construction haben folgende Resultate ergeben:

Dampfspannung in absoluten Atmosphären .	2,3	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
Saughöhe im Metern	0,10	0,40	0,60	0,60	0,60	0,70	0,70
Saugwassertemperatur °Celsius	15	15	15	17	17	17	17
Leistungsquotient $\frac{M_2}{d_o^2}$	41,1	44,4	49,4	50,5	76,5	84,1	100,8

Versuche der k. k. priv. Oesterr. Südbahn-Gesellschaft haben nachstehende Ergebnisse gehabt:

Nummer und Gattung des Apparates.	Dampfdruck in absoluten Atmosphären.	Temperatur des Saugwassers in °Celsius.	Geförderte Liter oder Kilo Wasser pro Stunde.	Leistungs-Quotient $\frac{M_2}{d_o^2}$
Schau'scher Apparat Nr. 9½ . .	7,3—8,0	14	7205	79,8
- - - - . .	7,7—8,4	40	7268	80,5
- - - - . .	8,2—8,8	22	8532	94,5
- - - - . .	8,4—8,8	42	8216	91,0
- - - 8 . .	7,7—8,4	42	5688	88,8
- - - - . .	7,7—8,4	44	5372	83,9
- - - - . .	8,0—8,4	32	5688	88,8
- - - - . .	8,0—8,8	42	6004	93,8
Friedmann'scher Apparat Nr. 7 .	9,9	40	3950	80,6
Delpêche'scher Apparat Nr. 9 . .	8,0—8,8	15	5688	70,2
- - - - . .	8,4—8,8	25	5372	66,3
- - - - . .	8,8—9,6	15	5372	66,3

Eine andere Reihe von Versuchen derselben Gesellschaft bezog sich auf die Erwärmung des Speisewassers beim Durchgang durch den Injector. Sie ergab folgende Resultate:

Nummer und Gattung des Apparates.	Dampfdruck in absoluten Atmosphären.	Temperatur im Saugrohr.	Temperatur im Druckrohr.	Differenz.
Schau'scher Apparat Nr. 9½ . .	8,4	28	58	30
- - - - . .	8,4	41	76	35
- - - - . .	9,0	43	84	41
- - - - . .	8,4	41	76	35
- - - 8 . .	8,0	43	75	32
- - - - . .	8,0	48	84	36
- - - - . .	9,0	40	76	36
- - - - . .	8,0	43	75	32
- - - - . .	8,0	48	84	36
Friedmann'scher Apparat Nr. 7 .	9,0	30	72	42

Tabelle II.

Ueber die Leistungsfähigkeit eines nichtsaugenden Friedmann'schen Injectors Nr. 6 nach von der K. F. Nordbahn im Jahre 1867 durchgeführten Versuchen.

In vorstehenden zwei Tabellen I und II sind die Resultate von Versuchen mitgetheilt, welche im Jahre 1867 sowohl mit Friedmann'schen als mit Schau'schen Injectoren von Seiten der K. F. Nordbahn durchgeführt wurden. Der Injector von Friedmann hatte eine Grösse No. 6, der von Schau No. 9, die Versuche wurden an einer stillstehenden Locomotive durchgeführt. — Die Versuche gehen bezüglich der höchsten Speisewasser-Temperatur beim Friedmann'schen Injector bis 52,50° C, beim Schau'schen Injector bis 37,50° C.

Als Ergänzung zu diesen Tabellen sind unter Tabelle III (p. 414) noch eine geringe Anzahl von Versuchen mitgetheilt, welche bei höheren Speisewasser-Temperaturen mit beiden Systemen durchgeführt wurden.

Diese letzteren Versuche wurden im Jahre 1868 gleichfalls von der K. F. Nordbahn und ebenfalls beim Stillstand der betreffenden Locomotive durchgeführt. Beide hierbei verwendeten Injectoren hatten dieselbe Grösse No. 9.

Hinsichtlich der grossen Ueberlaufverluste beim Friedmann'schen Injector muss noch bemerkt werden, dass dieselben nicht normal sind. Der Stift im Schlabberrohr passte sehr schlecht, so dass beim Ingangsetzen das austretende Wasser auch nach

oben spritzte. Hierdurch wurde die Regulirung mittelst des Wasserhahnes sehr beirrt, welche Regulirung damals mittelst einfacher Handhabe am Wasserhahn erfolgte.

Tabelle III.

Versuche mit dem Schau'schen Injector Nr. 9 durchgeführt von der K. F. Nordbahn im Jahre 1868.

Maschine Solo (stehend).

Versuchs-Nr.	Temperatur des Speisewassers in °Celsius.	Temperatur des geförderten Wassers in °Celsius.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären.	Dauer des Verbrauchs in Minuten.	Liter oder Kilogramm. Verbrauchtes Wasser.	Schlabber-Verlust.	Gefördertes Wasser pro Minute.	Gefördertes Wasser pro Stunde.	Schlabberverlust in % des geförderten Wassers.	Leistungs-Quotient $\frac{M_s}{d_0^2}$	Anmerkung.
41	52,50	80,00	2,7	1½	94,8	36,7	38,8	2328	—	—	
42	»	80,00	3,0	2	142,2	36,7	52,8	3168	—	—	
43	»	81,25	3,4	2	146,2	20,6	62,8	3768	16,7	—	1 mal versagt.
44	»	82,50	4,2	2	189,7	13,1	88,3	5298	7,5	65,4	1 mal versagt.
45	»	82,50	4,9	2	256,6	11,6	122,5	7350	4,8	90,7	
46	»	82,50	5,7	2	237,2	13,1	112,0	6720	5,9	82,9	
47	»	86,25	6,4	2	197,6	34,7	81,5	4890	—	—	
48	»	—	6,9	2	—	—	—	—	—	—	Bei 52,5° Temperatur des Speisewassers speist der Apparat von 6,4 Atmosphären an nicht mehr.

Tabelle IV.

Versuche mit dem Friedmann'schen Injector Nr. 9 durchgeführt von der K. F. Nordbahn im Jahre 1868.

Maschine Solo (stehend).

Versuchs-Nr.	Temperatur des Speisewassers in °Celsius.	Temperatur des geförderten Wassers in °Celsius.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären.	Dauer des Versuchs in Minuten.	Liter oder Kilogramm. Verbrauchtes Wasser.	Schlabber-Verlust.	Gefördertes Wasser pro Minute.	Gefördertes Wasser pro Stunde.	Schlabberverlust in % des geförderten Wassers.	Leistungs-Quotient $\frac{M_s}{d_0^2}$	Anmerkung.
40	52,50	82,50	3,4	2	103,7	65,7	19,0	1140	—	—	
41	»	88,75	4,2	2	118,6	67,8	25,4	1524	—	—	
42	»	93,75	4,9	2	133,4	70,0	31,7	1902	—	—	
43	»	80,00	5,7	2	217,5	50,6	83,4	5004	—	61,7	
44	»	86,25	7,3	2	247,0	33,7	106,7	6402	—	79,0	
45	»	87,50	8,0	2	217,5	31,2	93,2	5592	—	69,0	
46	»	91,25	8,8	2	242,3	26,6	107,9	6474	12,3	79,0	
47	57,50	87,50	3,6	1½	93,8	40,7	35,4	2124	—	—	
48	»	91,25	4,1	1¾	98,8	66,3	18,6	1116	—	—	
49	»	91,25	4,9	2	—	—	—	—	—	—	Versagt.
50	»	91,25	6,4	2	—	—	—	—	—	—	Versagt.
51	»	91,25	7,3	2	187,7	41,1	73,3	4398	—	54,3	
52	»	95,00	8,3	2	187,7	46,7	70,6	4230	—	52,2	Bei 57,5° Temperatur des Speisewassers speist der Apparat von 8,3 Atmosphären an nicht mehr.
53	»	—	8,8	2	—	—	—	—	—	—	

Aus den gesammten Tabellen geht hervor, dass beide Systeme nur bei der normalen Dampfspannung (hier circa 9,4 Atm.) gut arbeiten und hierbei das Maximum der Leistung geben. (Leistungsquotient in beiden Fällen nahezu gleich 100). Bei

abweichenden Dampfspannungen vermindert sich die Leistung bei beiden Systemen bedeutend und treten ziemliche Ueberlaufverluste ein.

Als oberste Gränze der Speisewasser-Temperatur ist für den Schau'schen Injector 52,5° C. für den Friedmann'schen Injector 57,5° anzunehmen; wobei jedoch beide Systeme nicht mehr ganz verlässlich speisen und jedenfalls schon stark schlabbern.

Tabelle V.

Ueber die Leistungsfähigkeit der Körting'schen Doppelinjectoren.

Bei 8 Atm. Dampfspannung im Kessel.

Die grösseren Apparate leisten also verhältnissmässig etwas weniger, als die kleineren. Bei Temperaturen des Speisewassers über 40° vermindert sich das Lieferquantum der Apparate etwas.

§ 35. Theoretische Bemerkungen. — Als die Injectoren zuerst eingeführt wurden, war man vielfach der Ansicht, dass dieselben, ihres grossen Dampfverbrauches wegen, viel unöconomischer als die bis dahin gebräuchlichen Fahrpumpen seien. Wenn nun auch diese Anschauungen, infolge der immer weiter fortschreitenden Kenntniss der mechanischen Wärmetheorie, meistens berichtigt worden sind, so erachten wir es doch für angemessen, den Gesammtvorgang beim Injector auf das Grundprincip dieser Wissenschaft zu begründen.

Die Wärme des Dampfes, welcher sich im Injector mit dem Speisewasser vermengt, wird zum geringeren Theile in Arbeit verwandelt, indem das Gemisch eine so grosse Geschwindigkeit erhält, dass diese den entgegenstehenden Kesseldruck überwindet; zum grösseren Theile aber auf das Speisewasser übertragen und gelangt mit demselben wieder in den Kessel zurück. Da Verluste an Wärme (von der Ausstrahlung des Apparates abgesehen) und äussere Arbeitsleistung nirgends vorkommen, so wird durch den Injector nur gerade so viel Wärme in Arbeit verwandelt, als nöthig ist, um das Wasser in den Kessel zu bringen. Die von dem Apparat consumirte Arbeitsgrösse (oder Wärmemenge) ist daher eben so gross, wie bei einer vollkommen und reibungsfrei arbeitenden Pumpe.

Als principieller Vorzug des Injectors gilt daher, dass er stets öconomischer als eine Pumpe arbeitet, weil letztere unvollkommen und mit Reibung functionirt, während ein Vorzug der Pumpen wieder darin liegt, dass dieselben vielfach beim Einlaufen in die Bahnhöfe und auf Gefällen benutzt werden und ihre Arbeitsleistung von der in diesen Fällen ohnehin zu vernichtenden lebendigen Kraft des Zuges erhalten. Somit werden sich die öconomischen Vorzüge und Nachtheile bei beiden Apparaten so ziemlich decken und der Injector vermöge seiner praktischen Vorzüge das Feld behalten.

Injector von Schau. Engineering, 19. Oct. 1866. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von Heusinger von Waldegg, 1867. Der praktische Maschinen-Constructeur von Uhland, 1866. Officieller Ausstellungs-Bericht des k. k. österreichischen Central-Comités von der Pariser Weltausstellung 1867.

Injector von Friedmann. Gutachten einer vom Ingenieur Alexander Friedmann angesuchten Enquête-Commission über die stufenweise Entwickelung der Injectoren. (Vermuthlich Selbstverlag des Verfassers und daher nur von diesem zu verlangen. Sehr werthvolle Quellenangaben und kurzgefasste Entwickelungsgeschichte der Injectoren.) Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure, Artikel von Rosenkranz.

Injector von L. Klasen. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von Heusinger von Waldegg, 1868.

Injector von F. W. Webb. Engineering, 1872. Organ für Eisenbahnwesen, 1873, p. 161.

Ueber den Werth der Injectoren in ökonomischer Beziehung, namentlich im Gegensatze zu den Vorwärmvorrichtungen. Organ etc. etc., Jahrgang 1864, Artikel vom Maschinenmeister Hennig in Berlin; desgl., Jahrgang 1868, von L. Klasen; desgl., Jahrgang 1869, von J. Stocker.

Theorie der Injectoren. Ausser den schon angegebenen Quellen noch: Grundzüge der mechan. Wärmetheorie von Dr. Gustav Zeuner. Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik von Dr. Jul. Weissbach, 1867, II. Theil. Resultate der mechanischen Wärmetheorie von Dr. F. Grashof, 1870.

Die meisten der angegebenen Quellen sind auch genannt in:

Dr. Hermann Grothe's: Jahresbericht über die Fortschritte der mechanischen Technik; welches Werk auch sehr vorzügliche, kurzgefasste Auszüge aus diesen Quellen bringt.

A Treatise on Machine Tools, etc. as made by Wm Sellers & Co. Philadelphia 1873. Brochure gelegentlich der Wiener Weltausstellung 1873 von Sellers in sehr beschränkter Anzahl vertheilt.

Rayl, Dampf-Admissions-Ventil für Injectoren. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 204.

Mertlitsch, G., Theorie der Injectoren. Organ für Eisenbahnwesen, 1874, p. 148.

Körting's Patent-Injector. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen, 1874, p. 175.

Mertlitsch, G., Ueber die neuen Locomotiv-Injectoren der Wiener Weltausstellung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen, 1875, p. 9.

Dülken, A., Neuer Injector. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen, 1876, p. 244.

Körting's, E., Universal-Locomotiv-Injector für heisses Wasser. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen, 1877, p. 60.

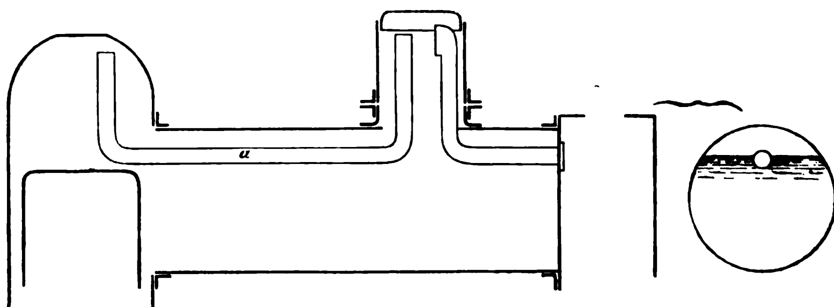
Körting's Universal-Injector mit Vorwärmer. Organ für Eisenbahnwesen, 1879, p. 195.

Friedmann's neuer Injector. Mit Abbild. Dinglers polyt. Journal, 232. Bd. S. 501. Organ für Eisenbahnwesen, 1879, p. 282.

Welche neueren Erfahrungen liegen über die verschiedenen Constructionen der Dampfstrahlpumpen (saugende und nichtsaugende) vor und welches System hat sich als das vortheilhafteste bewährt? 6. Suppl.-Band des Organs (1878) p. 250.

Als man an den Maschinen mit überhöhter Feuerbüchse den Regulator von dieser weg in einen besonderen Dom verlegte, beging man hier und da den Fehler, dass man den normalen Wasserstand nicht niedrig genug hielt; die Folge davon war, dass, da beim Oeffnen des Regulators der geringe Dampfvorrath des Domes sofort erschöpft und eine lebhafte Zuströmung des Dampfes von der überhöhten Feuerbüchse nach dem Dome stattfand, aus dem zu engen Dampfraume des Langkessels eine erhebliche Menge Wasser mit fortgeführt wurde. Dieses Uebel zu beseitigen, verband man die Feuerbüchse mit dem Dome durch ein besonderes Leitungsrohr *a*, Fig. 2,

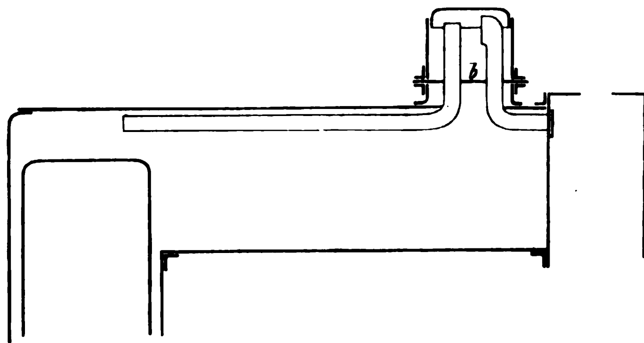
Fig. 2.



welches man, soweit es im Langkessel sich befand, theils in das Wasser legte, um den Dampfraum nicht zu verengen.

Auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn hat man bei einer ähnlichen Anordnung mit gutem Erfolge noch eine Verbesserung angebracht, darin bestehend, dass man den Dom durch eine aus zwei Theilen bestehende Blechplatte *b*, Fig. 3, vom

Fig. 3.



Langkessel abgesperrt hat; dieselbe verhindert das Mitreissen von Wasser direct aus dem Langkessel und hat nur so grosse Oeffnungen, um das im oberen Theile des Domes sich ansammelnde Wasser zurückfliessen zu lassen.

Eine fast gleiche Einrichtung findet sich an Maschinen der Westfälischen Bahn, eine ähnliche an denen der Mecklenburgischen Eisenbahn.

Im Principe gleich, nur nach der Lage des Regulators verschieden, sind die neueren Maschinen der Sächsischen Staatsbahn eingerichtet, deren Dampfaufnahme in

den Fig. 10 und 11, Tafel XX, dargestellt ist. Das im Langkessel etwas seitlich liegende Rohr *s* ist nur an dem hinteren, an der Feuerbüchse nach aufwärts gebogenen Ende offen und führt den Dampf in den oberen, durch eine Blechplatte *p* abgegrenzten Theil des Domes, von wo er durch das Rohr s^1 dem Regulator zugeleitet wird. Die Platte *p* bildet keinen vollständigen Abschluss, sondern lässt auch Dampf direct aus dem Langkessel in den oberen Theil des Domes eintreten.

Die Normal-Güterzugmaschinen der Great-Western Bahn haben ausser dem Sammelrohre *s*, Fig. 4, ein in dem Dome stehendes trichterförmiges Fangrohr *r*.[3])

Fig. 4.

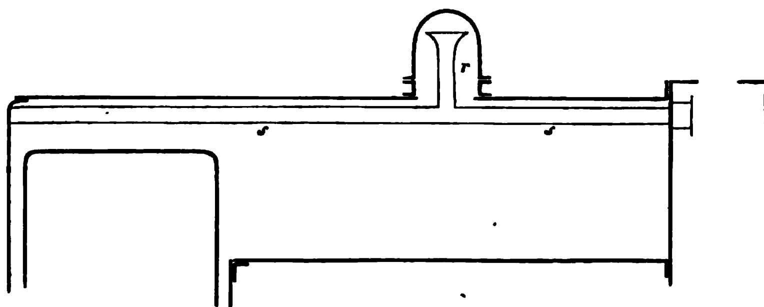
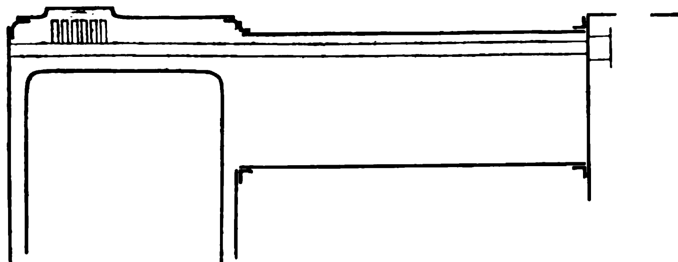


Fig. 5.



An den Expresslocomotiven der Great-Northern Bahn hat man das bis über die Decke der Feuerbüchse fortgesetzte Sammelrohr daselbst mit sechs kleineren Fangrohren versehen (Fig. 5).[4])

Diesen und ähnlichen Einrichtungen hat man theils noch mechanische Mittel hinzugefügt, durch welche das bis zu der Ausgangsöffnung mitgerissene Wasser aufgefangen und in den Kessel zurückgeworfen wird. Hierhin gehören die schon erwähnten Umbördelungen an den geschlitzten Rohren, die zweitheiligen Platten, welche den Dom vom Langkessel abschliessen und die trichterförmigen Erweiterungen der Fangrohre. Diese letzte Anordnung finden wir in rationeller Weise schon an älteren englischen Maschinen von **Hawthorn** weiter ausgebildet, indem das Fangrohr noch von einem an der Kuppel des Domes befestigten ringförmigen Schirm *a* (Fig. 6, p. 423) umgeben ist. Die gute Wirkung dieser Construction ist wohl nicht zu bezweifeln.[5])

---

[3]) S. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 211.
[4]) S. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 213.
[5]) S. **Heusinger v. Waldegg** und **Clauss**, Die Locomotiv-Maschine; p. 58.

Ein noch complicirterer Apparat dieser Art ist in Fig. 7 abgebildet, es ist ein vor vielen Jahren von Edwards für die Paris-Versailler Bahn construirter Fangrohrkopf, der einer weiteren Erklärung nicht bedarf.

Fig. 6.

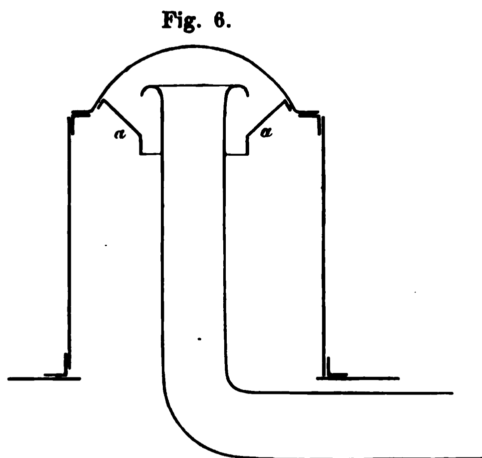
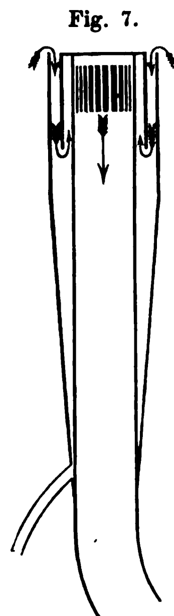


Fig. 7.



Auch in neuerer Zeit hat man hier und da ähnliche, wenngleich einfachere Schutzmittel gegen das Fortreissen des Wassers für nöthig gehalten. Die Fabrik der Berliner Maschinenbau-Actiengesellschaft (Schwartzkopff) versieht das Fangrohr mit einer Glocke *g*, Fig. 12, Tafel XX.

Borsig hat an Maschinen der Oberschlesischen Bahn den in einem besonderen Dome liegenden Stephenson'schen Regulator mit einer Kappe *k*, Fig. 9, 10 u. 11, sowie Fig. 19, Tafel XIX, versehen, welche den Dampf zwingt, einen weiteren Weg zu machen, auf welchem die schweren Wassertheile weniger leicht folgen. Eine eingehendere Beschreibung dieses Regulators werden wir später geben.

Bei der im Juni 1878 in Stuttgart abgehaltenen VIII. Versammlung der Eisenbahn-Techniker des V. D. E. V. wurde die gestellte Frage:

»Welche neueren Erfahrungen sind über das Fortlassen des Dampfdomes gemacht worden, unter welchen Verhältnissen ist dies angemessen und welche Anordnung des Regulators etc. ist für diesen Fall zu empfehlen?«

von 15 Verwaltungen beantwortet und die folgende Schlussfolgerung angenommen:

»Für Bahnen mit wechselnden Gefällsverhältnissen empfiehlt sich die Beibehaltung der Dampfdome; bei günstigen Neigungsverhältnissen können dieselben weggelassen werden, in diesem Falle ist es jedoch zweckmässig, den Dampf mittelst eines Sammelrohrs nach dem Regulator zu führen.«

§ 4. Dampfdome. — Die Dampfdome, welche nach dem vorigen Paragraphen ebensowohl zur Vergrösserung des Dampfraumes, als zur Unterbringung des Regulators oder doch zur Aufnahme des Dampfleitungsrohres dienen, sind fast ausnahmslos uf dem Langkessel, sehr selten dagegen auf der äusseren Feuerbüchse placirt, welche

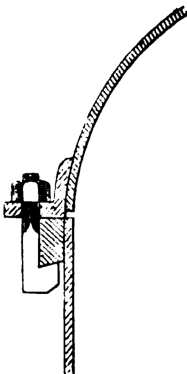
letztere in diesem Falle natürlich nicht überhöht ist. Bei den meisten Maschinen deutscher Bahnen steht der Dom unmittelbar hinter der Rauchkammer; diese Lage hat den Vortheil, dass die Dampfrohrleitung möglichst kurz und durch diese der Dampf- oder Wasserraum nicht wesentlich beschränkt wird, dass ferner das Auswerfen von Wasser in geringerem Grade stattfindet, indem die Dampfbildung und damit das Aufwallen des Wassers weniger intensiv auftritt, als in den weiter hinten gelegenen Kesseltheilen. Bei denjenigen Maschinen, welche alle drei Achsen zwischen Rauchkammer und Feuerbüchse haben, ist diese Lage des Domes fast eine Nothwendigkeit für die hinreichende Belastung der Vorderachse. Diesem Einflusse des Domes auf die Belastung der Achsen ist es zuzuschreiben, dass wiederum bei denjenigen Maschinen mit langem Radstande, d. h. bei Maschinen, deren Hinterachse hinter oder unter der Feuerbüchse liegt, also den Schnellzugmaschinen, der Dom etwa auf die Mitte des Langkessels gesetzt wird.

Als wesentlicher Theil des Kessels sind die Dome, wie die Kessel selbst, den sicherheitspolizeilichen Gesetzen unterworfen. Obschon die Gesetze meistens die Verwendung von Gusseisen zu den Wandungen des Domes gestatten, stellt man denselben doch, wie die Kessel selbst, aus Eisen- oder Stahlblech her. Nur zu den halbkugelförmigen Decken, deren Anfertigung aus Eisenblech schwierig ist, hat man häufig Kupfer oder Messing verwendet. Die Dome haben stets eine cylindrische Form und sind mit einer kuppelförmigen oder schwach gewölbten Decke versehen und mit dem Langkessel vernietet. Der Durchmesser der Dome schwankt zwischen 400—800 mm, die Höhe zwischen 600 und 1200 mm. Als mittlere meistens vorkommende Dimensionen kann man 650—700 mm Durchmesser und 1000—1100 mm Höhe bezeichnen.

Da die in den Dom gelegten Theile, namentlich der Regulator, behufs Untersuchung und Reparatur zugänglich sein müssen, ausserdem aber auch der Dom einen bequemen Zugang zum Langkessel bildet, so ist die Construction mit wenigen Ausnahmen derartig, dass die obere Hälfte leicht abgenommen werden kann. Dieselbe muss deshalb mit der unteren durch Schrauben und ein geeignetes Dichtungsmittel verbunden sein, während der untere Theil unwandelbar mit dem Kessel vernietet ist.

Die älteste Form finden wir in Fig. 1, Tafel XXI. Der cylindrische Theil ist durch Winkelring mit dem Langkessel verbunden; die halbkugelförmige, häufig aus Kupfer oder Messing hergestellte Kuppel, welche zugleich den Ventilsitz enthält, kann abgenommen werden.

Fig. 8.



Eine etwas abweichende Construction, die übrigens selten angewendet wurde, zeigt Holzschnitt Fig. 6, p. 423.

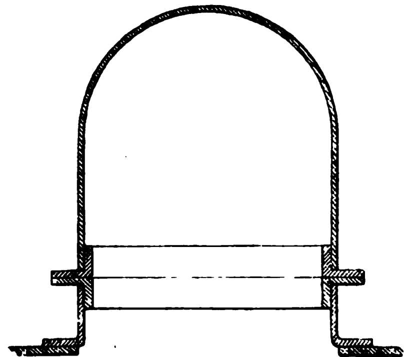
Während bei der ersteren die Verbindung beider Theile durch Schraubenbolzen mit Kopf und Mutter, bei der letzteren durch Stiftschrauben geschieht, hat man in früherer Zeit auch vielfach sogenannte Hakenschrauben verwendet, ist jedoch, da die Stabilität dieser Verschraubung zu wünschen übrig lässt und die Dichtungsfläche eine zu geringe Breite hat, von derselben zurückgegangen; Fig. 8 stellt diese Verschraubung dar.

Als die Verarbeitung der Bleche zu grösserer Vollkommenheit gedieh und namentlich die Schweissung derselben in so vortrefflicher Weise gelang, suchte man die Dampfdome zu vereinfachen, indem man zunächst die angenieteten Winkel durch umgebördelte Flantschen ersetzte, dann sowohl den cylindrischen Theil, als auch die Kuppel aus einem Ganzen herstellte, endlich sogar vollständige Dome ohne

Vernietung anfertigte. Den kuppelartigen Abschluss des Domes hat man wenigstens auf den deutschen Bahnen meistens verlassen, weil derselbe an sich keinen Vortheil hat, dagegen aber die Herstellung eine schwierigere und deshalb eine kostspieligere ist.

Was die Abnahme des Domes oder eines Theiles desselben anlangt, so hat sich durch die Erfahrung gezeigt, dass es nicht vortheilhaft ist, nur den Deckel oder die halbkugelförmige Kuppel abzunehmen, indem dadurch die in dem Dome liegenden Theile, namentlich der Regulator, noch nicht genügend frei gelegt sind, um bequem untersucht und reparirt werden zu können; ebenso ist auch das Einsteigen in den Kessel durch den ziemlich hohen cylindrischen Theil des Domes unbequem. Man legt aus diesen Gründen die Verbindungsflantschen tiefer und zwar in den cylindrischen Theil des Domes, obschon dadurch der obere lösbare Theil erheblich schwerer wird und etwas unbequem zu handhaben ist.[6] Beispiele dieser Anordnung zeigen die Fig. 11 u. 12, Tafel XX, und die nebenstehende Fig. 9, welche den Dom einer Ramsbottom'schen Maschine mit geschweisster Kuppel darstellt.

Fig. 9.



Die Dichtungsflächen stellt man stets durch besonders angenietete kräftige Winkelringe her, die an den Berührungsflächen sauber abgerichtet und mit eingedrehten Nuthen versehen sind, um eine innigere Verbindung mit dem Dichtungsmaterial herbeizuführen.

Die in Fig. 19, Tafel XIX, vorgeführte abnorme Anordnung, bei welcher nur der ganze Dom vom Langkessel getrennt werden kann, hat neben der beachtenswerthen Einfachheit doch den Nachtheil, dass die Trennungsfläche nicht eben, sondern cylindrisch und deshalb eine vollständige Dichtung schwieriger herzustellen ist. Auf den beigefügten Tafeln sind die oben beschriebenen Constructionen der Mehrzahl nach zur Anschauung gebracht.

In neuerer Zeit beschränkt man die in dem Langkessel nöthige Oeffnung, die immerhin eine Schwächung desselben zur Folge hat, soweit, als es wegen des Einsteigens in den Kessel eben statthaft ist und fasst dieselbe innerhalb des Domes mit einem starken schmiedeeisernen Ringe a, Fig. 11 und 12, Tafel XX, ein.

§ 5. Der Regulator. — Die mit dem Namen Regulator belegte Vorrichtung dient dazu, durch Vermittelung eines dem Führer zugänglichen Mechanismus den Dampf aus dem Kessel in die Schieberkasten zu führen, oder diesen Zufluss abzusperren. Die Grösse der durch den Regulator hergestellten Abströmungsöffnung ist innerhalb der durch die Construction bedingten Grenzen eine willkürliche, dennoch

---

[6]) Bei den Stahlkesseln von Webb für Locomotiven der London-North-Western-Bahn (Fig. 1, Tafel V) ist zum bequemen Abheben des Deckels oder der Haube vom Dom an der Seite des letzteren ein Lager angenietet, in welches ein Bügel gesteckt wird, der mittelst Schraube die Haube festhält, so dass man letztere behufs Revision des Regulators sehr leicht zur Seite drehen kann. Der Dom ist aus einer Platte hergestellt und am Kessel umgekröpft. Die Haube ist aus einer 22 mm starken Stahlplatte unter dem Dampfhammer durch zwei Schläge desselben in die verlangte Form gepresst.

Anmerk. der Redact.

Anwendung gekommen. Derselbe liegt in der Rauchkammer vor der vorderen Rohrwand und ähnelt hinsichtlich seiner Anordnung ganz dem später zu beschreibenden Regulator mit cylindrischem Schieber, dessen Vorzüge er insofern besitzt, als die Dampfrohrleitung bis zu den Schieberkasten sehr kurz und dabei gegen Abkühlung geschützt ist.[7])

Verschiedene andere Constructionen von Regulatoren mit horizontalem Schieber, die sich der Hauptsache nach nur durch die örtliche Lage unterscheiden, übrigens aber sehr vereinzelt vorkommen, dürften hier füglich übergangen werden.[8])

Wichtiger ist der von Stephenson herrührende Regulator mit verticalem Schieber, der wegen seiner häufigen Anwendung ein besonderes Interesse verdient. Die in Deutschland gebräuchlichste Form ist in den Fig. 1—8, Tafel XIX, abgebildet, welche den Regulator der neuesten, von der Sächsischen Maschinenfabrik (früher R. Hartmann) gelieferten Eilzugmaschinen der Sächsischen Staatsbahn darstellen. Der Regulator befindet sich an dem oberen Ende eines in der überhöhten Feuerbüchse stehenden gusseisernen Knierohres K von 130 mm Weite, welches sich unten in der durch den Langkessel führenden kupfernen Dampfleitung fortsetzt.

Der Kopf des Rohres ist, wie die Fig. 3—5, Tafel XIX, ersehen lassen, etwas erweitert und bildet auf der hinteren Seite eine gerade viereckige, mit zwei Einströmungsöffnungen versehene Fläche, auf welcher der messingene Schieber S sich bewegt.

Die Stellung und Form der Einströmungsöffnungen ist, abgesehen von den Dimensionen, dieselbe, wie bei dem zuvor beschriebenen Regulator; dasselbe gilt von der seitlichen Führung des Schiebers. Um das Abklappen des Schiebers, was bei der verticalen Stellung desselben leicht eintreten könnte, zu verhüten, wird derselbe durch eine schwache Feder von etwa 35 mm Breite an die Fläche gedrückt; diese flache Feder liegt quer über dem Schieber, ist mit zwei Schrauben auf den Knaggen p p (Fig. 4) befestigt und übt einen schwachen Druck auf die Mittelrippe r, Fig. 6—8, Tafel XIX, des Schiebers aus. Die Bewegung desselben erfolgt durch eine vertical abwärts führende Zugstange z, Fig. 1, welche einerseits mit dem unteren Auge des Schiebers, andererseits mit dem kurzen Hebel h der horizontalen Welle m durch Bolzen verbunden ist. Diese Welle ist vorn in dem Stutzen v des Regulatorrohres, hinten, woselbst sie die Rückwand des Feuerbüchsmantels durchdringt, in einer Stopfbüchse w gelagert und ist an dem nach aussen hervorstehenden Ende mit einem Hebel c versehen, durch dessen Hin- und Herbewegung der Führer den Regulator öffnen und schliessen kann.

Auf der Sächsischen Staatsbahn hat man die überraschende und noch nicht hinreichend erklärte Wahrnehmung gemacht, dass die Zugstange z, sowie deren Bolzen durch das dem Schieber zugeführte Oel in ganz bedeutendem Maasse zerfressen wurden, ohne dass aber im Oel selbst eine Spur von Säure vorhanden gewesen wäre, der man diese auffallend rasche Zerstörung hätte zuschreiben können.

Um dieser nachtheiligen Einwirkung, die erfahrungsmässig zu Störungen Veranlassung geben kann, vorzubeugen, ist der Schieber am unteren Ende über dem Bolzenloche mit einer doppelten dachförmigen Rinne v v, Fig. 6—8, versehen, durch welches alles von dem Schieber etwa abfliessende Oel aufgefangen und von den erwähnten Theilen fern gehalten wird. Noch wirksamer ist in den letzten Jahren dadurch

---

7) S. Heusinger v. Waldegg und Clauss, Die Locomotiv-Maschine, p. 147. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 209 u. 212.

8) S. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 105; 1848, p. 4; 1851, p. 21 u. 82; 1854, p. 97; 1855, p. 23; 1864, p. 255. Portefeuille des machines, Januarheft 1867, Tafel 1 und 2.

Abhülfe geschaffen, dass man die Zugstange und deren Bolzen aus Rothguss, freilich in etwas stärkerem Dimensionen hergestellt und ebenso auch den in der Stopfbüchse ruhenden Hals der Welle, welcher ganz ähnlichen Zerstörungen, wenn auch in geringerem Maasse ausgesetzt war, mit einer Hülse von Rothguss umgeben hat. Der Erfolg dieser Maassregeln ist ein durchaus günstiger gewesen.

Ein Regulator derselben Gattung, aber abweichender Construction ist in den Fig. 9—11 u. 19, Tafel XIX, abgebildet. Derselbe ist von Borsig für Personen- und Güterzugmaschinen der Oberschlesischen Bahn zur Anwendung gebracht und bei beiden Maschinengattungen in einem besonderen auf dem Langkessel stehenden Dome untergebracht. Schon in § 3 ist auf die eigenthümliche Vorrichtung dieses Regulators hingewiesen, welche dazu dienen soll, das Mitreissen des Wassers zu verhüten und aus einer vor dem verticalen Schieber liegenden Kappe *k* besteht, die mit dem Regulatorkopfe durch Schrauben verbunden ist. Der letztere ist, abweichend von den bis jetzt beschriebenen Schieberregulatoren, nur mit einer vollständig rechteckigen Einströmungsöffnung von 50 mm Höhe und 254 mm Breite versehen, demnach der Schieber auch aus einer vollen Platte ohne Schlitz hergestellt. Die Zugstange *z* umfasst mit ihrem oberen rahmenförmigen Ende die Kappe *k* und senkt sich mit dem oberen Theile des Rahmens, der durch einen Bolzen mit dem Schieber verbunden ist, in zwei seitlich liegende Schlitze der Kappe ein. Bei dem Oeffnen des Regulators wird der Schieber aus der gezeichneten Stellung nach aufwärts bewegt. Eine Feder zum Andrücken des Schiebers an die Fläche fehlt.

Fig. 13, Tafel XX, stellt einen verticalen Regulator der von Polonçeau construirten Güterzugmaschinen der Paris-Orleans-Bahn dar.[9] Derselbe liegt in einem sehr niedrigen, vorn auf dem Langkessel stehenden Dome, und es strömt der Dampf nicht aus diesem direct in den Regulator ein, sondern wird mittelst eines oberhalb geschlitzten Sammelrohres *C* aus dem Langkessel zugeführt. Der Regulator hat zwei Einströmungsöffnungen, von denen die obere, des allmählichen Dampfeinlassens wegen, in eine stumpfe Spitze ausläuft, wie an anderer Stelle schon beschrieben ist. Im Uebrigen bietet der Regulator keine bemerkenswerthen Eigenthümlichkeiten.

Den Regulator mit verticalem Schieber hat man ähnlich, wie den weiter oben beschriebenen horizontalen Regulator auch ausserhalb des Kessels gelegt, um die mit dieser Lage vereinigten Vortheile zu erreichen. Die Fig. 15 u. 16, Tafel XIX, stellen einen solchen Regulator der von Kessler für die westschweizerischen Bahnen ausgeführten achträderigen Personenzugmaschinen dar. Der auf dem Langkessel in unmittelbarer Nähe der Rauchkammer stehende gusseiserne Aufsatz enthält zwei Kammern *A* und *B*, von denen die erstere, *A*, durch ein oben geschlitztes Sammelrohr *S* mit dem Dampfraume des Langkessels in Verbindung steht. Die zweite Kammer *B* hat seitlich zwei Rohrstutzen *d d* für die zu beiden Seiten des Langkessels vertical nach den Cylindern herabführenden Dampfröhren. Beide Kammern sind durch den verticalen Schieber selbst getrennt. Derselbe besteht aus einer einfachen messingenen Platte ohne Schlitz und ist mit einem Zapfen *z* versehen, mit welchem die Zugstange verbunden ist. Die wegen der Anordnung der Zugvorrichtung etwas schräg gelegte Schieberfläche hat nur eine Einströmungsöffnung, welche nach oben in einer stumpfen Spitze ausläuft. Der Schieber wird, um das Abklappen desselben zu verhüten, seitlich durch zwei Leisten *r r*, Fig. 16, umfasst, in welche schwache Federn eingelegt sind.

---

[9]) S. Heusinger von Waldegg, Die Locomotiv-Maschine, p. 97 u. 120, Tafel XXIII und XXVII.

abgebildet. *b* ist der Hauptschieber, *a* der Voreilungsschieber, welcher die kleine schlitzförmige Oeffnung *d* des ersteren deckt. Beide Schieber sind mittelst der Zugstange *f* zu bewegen. In der gezeichneten Stellung sind beide Schieber geschlossen. Wird die Stange abwärts gezogen, so bleibt anfänglich der Hauptschieber stehen, indem das Bolzenloch in demselben eine längliche Form hat und nur der kleine Schieber *a*, der ohne Spielraum mit der Stange *f* verbolzt ist, folgt dieser Bewegung, lässt etwas Dampf durch den Schlitz *d* einströmen und bewirkt dadurch eine Entlastung des Hauptschiebers, der nun ebenfalls der Bewegung abwärts folgt, ohne demselben jedoch mehr einen grossen Reibungswiderstand entgegen zu setzen. Verfolgt man die umgekehrte Bewegung, so findet man, dass der Vortheil dieses Voreilungsschiebers nur beim Oeffnen des Regulators, nicht aber beim Schliessen desselben auftritt, ein Umstand, der übrigens von keiner Bedeutung ist, weil es sich beim Schliessen des Regulators um eine genaue Einstellung des Schiebers nicht handelt. Dieser Voreilungsschieber wird viel mit Vortheil angewendet.

Die zweite Art der Schieberregulatoren bilden die Kreisschieber, bestehend aus einer runden um ihren Mittelpunkt drehbaren Scheibe, welche je nach ihrer Stellung die Einströmungsöffnungen des entsprechend geformten Regulatorkopfes deckt oder frei lässt. Ein solcher Regulator ist in den Fig. 17 u. 18, Tafel XIX, abgebildet und findet sich in dieser Anordnung z. B. noch an einzelnen Maschinen der Sächsischen Staatsbahn. Derselbe liegt an der vorderen Rohrwand und erhält den Dampf durch ein im Langkessel liegendes, oben siebartig aufgehauenes, am Ende bei *e* geschlossenes Sammelrohr *S*. Das gusseiserne Gehäuse *A* enthält auf der hinteren genau abgerichteten Fläche vier Einströmungsöffnungen. Mit vier gleichen Oeffnungen ist der auf dieser Fläche liegende kreisförmige messingene Schieber *B* versehen, welcher um den Zapfen *z* drehbar ist und durch eine am letzteren befestigte schwache Feder *f* gegen die Fläche gedrückt wird. Die Scheibe *B* hat seitlich einen Arm *a*, welcher durch eine kurze Zugstange *b* mit dem Hebel *C* der Regulatorwelle *w* verbunden ist. Durch Drehung der letzteren, wenn sie vom Führerstande aus erfolgt, können also die correspondirenden Oeffnungen ganz oder theilweise über einander gebracht und dadurch dem Dampf der freie Eintritt nach den Schieberkasten gestattet werden.

Der Kreisschieber, welcher, soviel bekannt, von Sharp herrührt, ist, so einfach und praktisch er auch auf den ersten Blick erscheint, doch fast ganz verlassen, weil ihm ein wesentlicher Mangel anhaftet, darin bestehend, dass die abgerichteten Flächen auf die Dauer nicht dicht zu erhalten sind. Dieselben nutzen sich nämlich, weil die Grösse der Bewegung mit der Entfernung vom Mittelpunkte zunimmt, nach dem Umfange hin mehr aus, als in der Mitte, und erhalten dadurch allmählich eine convexe Form, die durch erneutes Abrichten häufig beseitigt werden muss.

Eine der Neuzeit angehörende Construction, welche auch häufig mit dem Namen Kreisschieber belegt wird, ist der Regulator mit cylindrischem Schieber, der ein besonderes Interesse verdient. Hinsichtlich seiner Lage und Anordnung ist derselbe scheinbar dem schon früher auf englischen Bahnen zur Anwendung gekommenen Regulator mit horizontalem Schieber nachgebildet, welchen wir auf p. 430 beschrieben haben. Die Fig. 12, Tafel XX, und Fig. 20—25, Tafel XIX, stellen einen solchen Regulator der Berliner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (Schwartzkopff) in allen seinen Theilen dar. Derselbe liegt in der Rauchkammer vor der vorderen Rohrwand und es erfolgt die Zuführung des Dampfes aus einem auf dem Langkessel liegenden Dome. Der Regulator besteht aus einem cylindrischen Gehäuse *A* aus Gusseisen,

ist zweifelhaft, ob deren Vortheile die beobachteten Mängel soweit überwiegen werden, dass die jetzt meistens gebräuchlichen Regulatoren verdrängt werden. Theils ist es die Kostspieligkeit der Anschaffung und Unterhaltung, theils die Störung, welche in der Functionirung leichter eintritt, als bei anderen Regulatoren.

In den Fällen, wo eine Entlastung des Regulators wünschenswerth ist, muss bis jetzt der früher beschriebene Stephenson'sche Regulator mit Voreilungsschieber als der zweckentsprechendste und einfachste empfohlen werden.[11])

§ 9. Schmiervorrichtungen für die Regulatoren. — Die im vorigen Paragraphen beschriebenen entlasteten Regulatoren haben, wie oben erwähnt, wegen der kostspieligen Beschaffung und schwierigen Instandhaltung nur eine sehr geringe Verbreitung gefunden; dagegen wurde dem Bedürfnisse, die Regulatoren bei den schweren Locomotiven und bis zu 15 Atmosphären in den letzten Jahren gesteigerten Dampfdruck leichter beweglich zu machen, in viel einfacherer Weise durch zweckmässig construirte Schmiervorrichtungen entsprochen.

Herr Oberinspector Gebauer, Vorsteher der Maschinen-Abtheilung der Buschtěhrader Eisenbahn in Prag, hat das Verdienst, (zuerst 1873) durch seinen Regulator-Sparöler eine beständige und sparsame Schmierung dieser Apparate und infolge dessen einen eben so leichten Gang als bei den entlasteten Regulatoren herbeigeführt zu haben. Derselbe beobachtete, dass die Gleitflächen des Regulators und Schiebers oft durch minimale Lagen von Rost oder vielmehr einem Gemenge von Eisen, Kalk, Magnesia oder anderen sich bildenden Seifen gleichsam an einander gekittet waren, und fand, dass durch eine rationelle regelmässige Schmierung diesem Uebelstand am wirksamsten begegnet werden könnte. Die zu diesem Zwecke früher

---

Grimmer anzustellen und gutachtlichen Bericht zu erstatten. Nach den Auslassungen von zehn Bahnverwaltungen, welche theils beide, theils nur die eine oder andere dieser Constructionen, von den Clapet'schen jedoch nur die zuerst beschriebene verticale Anordnung, versucht haben, sind nur vereinzelt einigermaassen günstige Resultate erlangt. An dem Clapet'schen Regulator ist wahrgenommen, dass zwar bei gutem Zustande die Beweglichkeit eine sehr leichte ist, dass jedoch bei unreinem Wasser der dichte Schluss des Ventils, sowie des Kolbens gestört wird, und dass beim Anlassen des Dampfes die Herstellung einer sehr kleinen Einströmungsöffnung viel schwieriger ist, als beim Schieberregulator. Hinsichtlich des Grimmer'schen Regulators geht das Urtheil im Ganzen dahin, dass die Vortheile desselben mit den hohen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten in keinem Verhältnisse stehen und dass die Dichthaltung der Ringe bei schlammigem Wasser schwer zu erreichen ist.

Die gesammten Urtheile sind dahin resumirt, dass die Vortheile der Clapet'schen wie der Grimmer'schen Construction mindestens zweifelhaft sind.

[11]) In den »Referaten über die von der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen für die Techniker-Versammlung 1871 aufgestellten Fragen«, findet sich im techn. Vereins-Organ 1871 auf p. 112 unter B. 14. die Frage:

»Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung entlasteter Regulatoren an Locomotiven vor?«

Diese Frage wurde von 21 Verwaltungen beantwortet, von denen jedoch nur 18 eigene Erfahrungen mit entlasteten Regulatoren gemacht hatten. Die Resultate sind in folgendem Resumé zusammengefasst:

»Nach den gemachten Erfahrungen haben sich Regulatoren, welche auf dem Hauptschieber mit einem kleinen Hülfsschieber versehen sind, dessen Bewegung bei der Oeffnung des Regulators früher, als die Bewegung des Hauptschiebers erfolgt und welcher, bevor letztere Bewegung eintritt, durch kleine Oeffnungen Dampf durch den Hauptschieber treten lässt, als ausreichend leicht beweglich bewährt. Wirklich entlastete Regulatoren haben bisher günstige Resultate nicht ergeben.«

3) Zweckmässigkeit, indem der Regulator stets einen leichten Gang hat,

4) erhöhte Betriebssicherheit, indem weniger Beschädigungen an den Fahrbetriebsmitteln vorkommen.

Der Apparat ist im Deutschen Reiche, Oesterreich-Ungarn und Frankreich patentirt und auf den Böhmischen Bahnen fast allgemein sowie auf den Sächsischen Staatsbahnen in grossem Umfange eingeführt. Die Aussig-Teplitzer Eisenbahn hat genaue Versuche über das Verbrauchsquantum an Oel bei Anwendung dieses Apparates anstellen lassen, und es betrug der Oelverbrauch: auf 1 km Fahrt 0,000158 kg, oder auf 10,000 km 1,58 kg, während die gewöhnlichen Schmierhähne mehr als das Dreifache dieses Quantums verbrauchten und der Zweck der immerwährenden leichten Beweglichkeit nicht erreicht wurde.

Diese Beobachtungen wurden an der für Personen-, gemischte und Manipulations-Lastzüge verwendeten Locomotive »Donnersberg« (dreifach gekuppelt) gemacht, und wurde der Endzweck, dass der Regulator stets gleichmässig und leicht bewegbar sei, durch den Gebauer'schen Apparat vollständig erreicht.

§ 10. Der Bewegungsmechanismus des Regulators. — Die Bewegung des Regulators muss nicht nur vom Stande des Locomotivführers aus erfolgen können, sondern auch leicht und vor Allem rasch ausführbar sein, weil hiervon die Präcision der mit der Locomotive auszuführenden Bewegungen abhängt. Die Handhabe des Bewegungsmechanismus ist deshalb in nächster Nähe des Führers und, wie es in der Regel geschieht, so anzubringen, dass dieselbe mit der linken Hand erfasst werden kann, während die rechte für den Steuerhebel bestimmt ist. Den Mechanismus, so weit er mit dem Regulator selbst in unmittelbarer Verbindung steht, haben wir bei den einzelnen Constructionen bereits kennen gelernt; es bliebe also noch die Beschreibung der ausserhalb des Kessels liegenden Theile übrig.

Man könnte die üblichen Bewegungsmechanismen in zwei Classen theilen, nämlich solche mit Regulatorwelle, der vom Führer eine Drehbewegung ertheilt, die entweder direct oder durch Hebel und Zugstange auf den Schieber übertragen wird, und solche mit Zugstange, durch deren Hin- und Herbewegung der Führer den Regulatorschieber entweder direct oder durch Vermittelung von Zwischenhebeln öffnet und schliesst. Die drehbare Regulatorwelle liegt stets im Kessel und tritt aus der Hinterwand der Feuerbüchse hervor; die Zugstange liegt dagegen stets ausserhalb des Kessels und zwar meistens mitten über dem Langkessel. Letztere wird deshalb auch ausschliesslich für solche Regulatoren angewendet, die ausserhalb des Kessels liegen, ist deshalb auf den französischen Bahnen sehr gebräuchlich.

Die am häufigsten vorkommende Anordnung des Mechanismus mit drehbarer Welle ist in den Figuren 1 und 2, Tafel XIX, abgebildet. Die in der Mitte über der Feuerbüchsdecke liegende Welle *m*, welche durch eine Zugstange mit dem Schieber verbunden, ist einerseits in dem Knierohre des Regulators bei *v*, andererseits in einer Stopfbüchse *w* gelagert. Ausserhalb des Kessels ist sie mit einem Hebel *c* versehen, dessen Handgriff der Führer mit der linken Hand bequem erfassen kann. Um die Bewegung des Hebels, die zum vollständigen Oeffnen und Schliessen des Regulators etwa 90° betragen muss, zu begrenzen, ist, mit der Stopfbüchse aus einem Ganzen bestehend, ein Bügel *x* angebracht, welcher an beiden Seiten einen Anschlag für den Hebel besitzt.

Ganz in derselben Weise ist der Mechanismus für die in den Figuren 17 und 19, Tafel XIX, und Fig. 10, Tafel XVIII, abgebildeten Regulatoren eingerichtet.

Unter gewissen durch die Construction des Kessels und der Maschine bedingten Umständen liegt die Regulatorwelle so hoch über der Platform der Maschine, dass ein selbst grosser Führer den Hebel nicht bequem handhaben kann, wenn man den letzteren nicht gar zu kurz machen und dadurch die Leichtigkeit der Bewegung beeinträchtigen will. Man legt in solchen Fällen den Drehpunkt des Hebels unter die Regulatorwelle und stellt eine Verbindung beider durch kleine Hebel mit Zugstange her, wie in Fig. 9, Tafel XX, dargestellt. Die Begrenzung der Bewegung findet in diesem Falle dadurch statt, dass der kurze Hebel *n* zu beiden Seiten des Bügels *b* anschlägt.

In den Figuren 12 bis 14, Tafel XIX, ist eine sehr sinnreiche Einrichtung dargestellt, welche von der Berliner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft ausgeführt ist und den doppelten Zweck hat, einestheils die anfängliche Bewegung des Regulatorschiebers, so lange derselbe den vollen Dampfdruck erfährt, zu erleichtern, anderentheils eine feinere Einstellung bei geringer Oeffnung zu ermöglichen. Unter der Regulatorwelle *A* liegt der Zapfen *B* für den Hebel *C*. Das Ende der ersteren ist mit einem coulissenartigen Hebel *D* versehen, in dessen Schlitz ein Stein *s* beweglich ist. Dieser Stein nimmt den Zapfen *z* auf, der mit dem Regulatorhebel *C* verbunden ist. Diese Combination hat, wie leicht erklärlich, zur Folge, dass bei gleicher Winkelbewegung des Regulatorhebels *C* die Drehung der Welle *A* und damit die Bewegung des Regulatorschiebers zu Anfang und Ende eine geringe, bei mittlerer Stellung eine grosse ist, wodurch der oben bezeichnete Doppelzweck in einfachster Weise erreicht wird. Ein fernerer Vortheil dieser Construction ist der, dass der Drehpunkt des Hebels tief liegt.

Fig. 11.

Am einfachsten fällt der ganze Bewegungsmechanismus offenbar bei den Regulatoren mit cylindrischem Schieber, Fig. 20 u. 22, Tafel XIX, aus, indem die Regulatorwelle ohne weitere Zwischenglieder mit dem Schieber verbunden ist.

In neuester Zeit werden die Stopfbüchsen bei den Regulatorwellen dieser Construction in England in der einfachsten Weise nach Stannah's[12] Patent (siehe neben- und nachstehende Fig. 11 bis 13) eingerichtet. Wie aus diesen Figuren ersichtlich, wird die Packung seitlich in die geschlossene Büchse *a* eingeführt und mittelst der Schraube *b* um die Stange *c* herum-

[12] Stannah (Southwark Bridge-Road) London.

gepresst. Obschon diese Construction ganz neu ist, sollen schon 200 Stück Locomotiven und Locomobilen diese Einrichtung erhalten haben.

Die zweite Art des Bewegungsmechanismus, die mit Zugstange, finden wir in ihrer einfachsten Anordnung in Fig. 4 und 5, Tafel XX, an dem bereits bekannten Regulator der französischen Südbahn. Die mitten über dem Langkessel liegende Zugstange *Z* ist innerhalb des Regulatorgehäuses durch einen Keil mit dem Muff der Schieberstange *m* verbunden. Auf dem hinteren Ende der Feuerbüchse befindet sich ein gusseiserner Bock *K*, an welchem der horizontale mit der Zugstange verbundene Hebel *T* seinen Drehpunkt hat. Durch eine in Fig. 5 ersichtliche Klemmschraube *x* lässt sich dieser Hebel feststellen. Die Zugstange hat auf dem Langkessel zwei Führungen, hinter deren letzterer eine Gliederung eingeschaltet ist, wie es die Bewegung des Hebels erfordert.

Fig. 12.

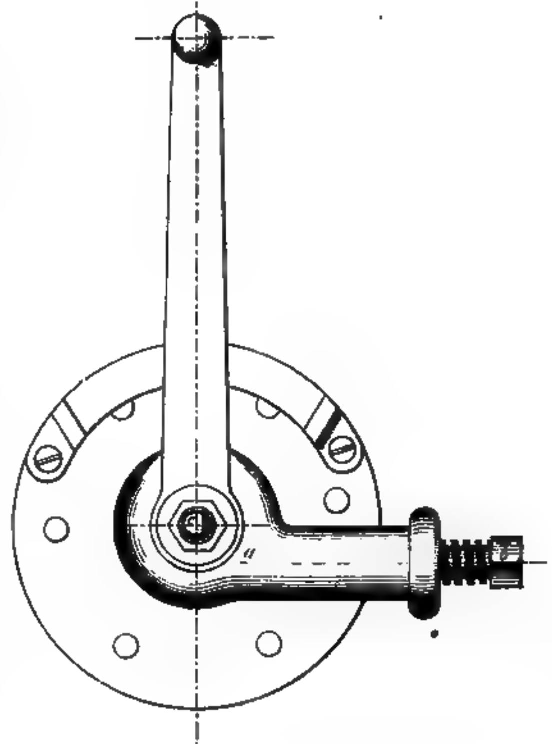


Fig. 13.

Fast in derselben Weise ist die Zugvorrichtung des in Fig. 3 u. 4, Tafel XXI, abgebildeten Regulators eingerichtet, nur mit dem Unterschiede, dass die Zugstange nicht direct mit dem Schieber verbunden, sondern der schrägen Lage desselben wegen ein kleiner Winkelhebel nöthig geworden ist.

Den auf der Feuerbüchse liegenden Hebel hat man in vereinzelten Fällen durch ein horizontales Handrad ersetzt, welches durch ein Excentric mit Halsring auf das hintere Ende der Zugstange wirkt. Diese Einrichtung besitzt z. B. der in Fig. 7 u. 8, Tafel XX, abgebildete Regulator der Crampton'schen Maschine von Derosne & Cail.

Bei dem in Fig. 14 u. 15, Tafel XX, abgebildeten Schieberregulator liegt die Zugstange im Innern des Kessels und ist hinter der Feuerbüchse mit einem horizontalen Hebel verbunden; der Bewegungsmechanismus ist ein sehr einfacher.

Abweichend von der gebräuchlichsten Anordnung der Zugstange hat man dieselbe bei solchen Regulatoren, die in oder unter der Rauchkammer angebracht sind, auch auf die rechte Seite des Langkessels gelegt und hinten mit einem verticalen Hebel versehen, der ähnlich dem Steuerhändel einen Gradbogen zum Feststellen besitzt.

als der Querschnitt beider Zweigröhren zusammen, die Fang- und Sammelröhren, wo solche vorhanden, mindestens die gleiche Grösse erhalten.

Die Fang- und Sammelröhren werden entweder aus Kupfer- oder Eisenblech, selten aus Gusseisen hergestellt. Auf eine sehr sorgfältige Dichtung der Fugen und Rohrverbindungen kommt es aus naheliegenden Gründen nicht an. Der Querschnitt derselben ist fast überall kreisförmig, vereinzelt ist dagegen auch der rechteckige Querschnitt angewendet.

Die Dampfleitung vom Regulator bis nach den Schieberkasten bedarf einer vollkommenen Dichtung und zwar im Kessel, damit bei geschlossenem Regulator kein Dampf in die Leitung gelange, und ausserhalb desselben, damit bei geöffnetem Regulator kein Dampf nutzlos entweiche.

Die Leitung wird in der Regel aus Kupferblech hergestellt, um die sowohl durch die ungleiche Ausdehnung der verschiedenen Theile der Locomotive, als auch durch die geringe Beweglichkeit derselben gegen einander entstehenden Spannungen unschädlich zu machen. Die Verbindung des inneren und äusseren Theils der Leitung untereinander und mit dem Regulator ist aus den beigegebenen Abbildungen ohne weitere Erklärung verständlich. Die bei den innerhalb des Kessels liegenden Regulatoren fast regelmässig angewendete Verbindungsart, wie sie z. B. aus Fig. 1, Tafel XIX, zu ersehen, bedarf vielleicht einer näheren Begründung. Da das kupferne Leitungsrohr *R* bei diesem, wie bei allen derartigen Regulatoren, durch die vordere Rohrwand eingeschoben und wegen vorkommender Reparaturen etc. häufiger entfernt werden muss, so vermeidet man im Innern des Kessels eine gewöhnliche Flantschverbindung, welche eine erheblich grössere Oeffnung in der Rohrwand erfordern würde.

Die Dichtung des Rohres mit dem knieförmigen Regulatorrohre erfolgt durch einen konisch angedrehten Messingmuff, der mit dem Kupferrohre verlöthet, mit dem Knierohre dagegen durch eine zweitheilige Schelle *y* und zwei seitlich liegende Schraubenbolzen verbunden ist.

Literatur.

Clapet's entlasteter Regulator, angewendet bei einer Locomotive der Berlin-Hamburger Bahn. Mitgeth. von G. Gruson. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 142.

Cockerill's Locomotive für die Bahn von Lüttich nach Namur. Eigenthümliche Anordnung des Domes. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 122.

Sind Dampfdome ein nothwendiges Bedürfniss, oder kann auch ohne dieselben mit trockenem Dampfe gearbeitet werden? Fortschritte der Technik des deutschen Eisenbahnwesens. I. Supplementband des Organs, p. 108.

Dampfdome, Nothwendigkeit derselben. Referate über die Fragen für die Dresdener Conferenz 1865, p. 147.

Dampfdome und Regulatoren in dem Werke »Guide du mécanicien constructeur et conducteur des machines locomotives« von Lechatélier, Petiet, Flachat, Polonçeau, 1851, p. 120—131.

Dampfdome der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 166.

Welche neueren Erfahrungen sind über das Fortlassen des Dampfdomes gemacht worden, unter welchen Verhältnissen ist dies angemessen und welche Anordnung des Regulators etc. ist für diesen Fall zu empfehlen? VI. Supplementband des Organs, p. 199.

VIII. Capitel.

Construction der Cylinder, Stopfbüchsen, Kolben, Dichtungsringe, Kolbenstangenführungen und Kreuzköpfe. Selbstthätige Schmierapparate.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,
weil. Civilingenieur in Hannover.

Für die zweite Auflage neu bearbeitet von

Conr. Krauss,
Ingenieur in Hannover.

(Hierzu die Tafeln XXII bis XXVIII.)

---

§ 1. Dampfcylinder. — Die Cylinder sind mit den in ihnen spielenden Kolben als die Organe zur ersten Entwickelung der mechanischen Arbeit des Kesseldampfes zu betrachten und zwar insofern als die Abmessungen derselben die bedingenden Factoren für die mechanische Arbeit des Dampfes sind. Die Arbeitsleistung der Cylinder bestimmt sich sonach durch:

1) den Cylinder-Durchmesser; da der im Cylinder bewegliche Dampfkolben durch Expansions- oder sogenannte Liderungsringe völlig dicht an die Cylinderwandungen anschliesst, so ist der Kolbendurchmesser mit dem Cylinderdurchmesser zu identificiren;

2) die Länge des Kolbenlaufs. Dieselbe bestimmt die nutzbare Länge der Cylinder und ist ihrerseits abhängig von der Kurbellänge und dem durch die Kurbel beschriebenen Kurbelweg, d. h. der Kolbenlauf ist gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises.

Der letztere Werth wird durch das praktisch zulässige Verhältniss zwischen Kraftarm und Lastarm fixirt, und so sehen wir hierdurch auch den Kolbenhub in diese Grenzen verwiesen. Es bedarf keines Hinweises, dass die Arbeitsleistung der Cylinder mit der Arbeitsleistungsfähigkeit des Kessels, d. h. mit dem Dampfbildungsvermögen in richtigem Verhältnisse stehen müsse. Maschinen mit grossen Cylindern müssen daher entsprechend grosse Heizflächen aufweisen, wofern die Leistung dauernd verlangt wird.

Hierin eben liegen die praktischen Grenzen für die Maxima des Courses und des Kolbendurchmessers, denn beide bestimmen die Volumina der Dampfcylinder. Letztere aber sind abhängig von der zu erzielenden Dampfentwickelung pro Zeiteinheit, also vom Kessel.

tungen und Vergleichungen dürften in Zukunft vielleicht dahin führen, jeder der beiden Haupttypen eine bestimmte Rolle zuzuweisen, für die sie sich im Allgemeinen am besten eignet. Eine allgemeine Einführung ein und derselben Locomotivconstruction dürfte der Natur der Sache nicht entsprechen, dagegen kann die Einführung gewisser Typen von Maschinen für gewisse bestimmte Zwecke, welche wiederum durch locale Verhältnisse in verschiedene Unterordnungen zerfallen würden, als sowohl den Interessen der Eisenbahnen, wie auch denen des Ingenieurs, des fabrizirenden Maschineningenieurs oder Maschinenfabrikanten wie des die kaufmännische Seite mehr im Auge habenden Geschäftsmannes entsprechend, befürwortet werden, wenngleich nicht zu verkennen ist, dass durch eine solche systematisch geordnete Classificirung der Maschinen wie überhaupt des Betriebsmaterials, einem Stillstand in der Vervollkommnung und Anstrebung von Verbesserungen in gewissem Sinne Vorschub geleistet wird, indem dadurch eine ganze Reihe beachtenswerther Constructionen ausgeschlossen oder doch mindestens deren Anwendung, wie überhaupt Verbesserungen, erschwert werden. Es sind aber die Anordnungen und Constructionen, welche bei einer Locomotive in Betracht kommen, so mannigfach, der Anstrebung von Verbesserungen so verschiedene Ziele gesetzt, soviel verschiedenartigen Zwecken zu dienen, dass eine Classificirung der Maschinen, eine Adoption fester Systeme zwar vielen Interessen dient, dagegen dem Fortschritt des Ingenieurwesens unbedingt hemmend entgegentritt. Wir erwähnen hier nur die verschiedenen Dispositionen der Cylinder unter Anderem in der diametralen Schwerpunktsebene der Locomotive, die Anordnung der Geradführungen, die Krauss'sche Rahmenconstruction gegenüber den gewöhnlich gebräuchlichen, die Hall'schen Kurbeln, die Heusinger von Waldegg'sche und andere Steuerungen etc. Für die k. Preussischen Staatsbahnen ist in letzten Jahren eine Classificirung der Locomotiven geschaffen, durch Einführung der sogenannten Normalmaschinen, und wird sich Gelegenheit bieten, an anderen Stellen auf die allgemeine Construction der verschiedenen Normen näher einzugehen.

Der im September 1874 zu Düsseldorf stattgefundenen Techniker-Versammlung deutscher Bahnverwaltungen lag die Frage zur Beschlussfassung vor:

> »Sind in den letzten Jahren auf Bahnen des Vereins Locomotiven mit innenliegenden Cylindern beschafft worden und liegen wirkliche Erfahrungen über die Frage vor, ob und unter welchen Bedingungen die innenliegenden Cylinder oder aussenliegenden Cylinder den Vorzug verdienen?«

Aus den Berichten ergiebt sich im Allgemeinen:

1) Vorzüge der Maschinen mit innenliegenden Cylindern gegen die mit aussenliegenden Cylindern:

a. Ruhiger Gang bei grosser Geschwindigkeit (wird von einigen Bahnen bestritten).

b. Leichtere Erreichbarkeit einer guten Lastvertheilung.

2) Nachtheile derselben:

a. Grössere Unzuverlässigkeit der gekröpften Achsen.

b. Grössere Unzugänglichkeit der Cylinder und Schieber.

Einzelne Bahnen führen noch an:

c. Höhere Lage der Kessel.

d. Schwierigkeit der Anbringung grösserer Cylinder.

e. Schnellere Zerstörung der Cylinder im Rauchkasten.

Da von allen Bahnen sich nur drei und mit Einschluss der Altona-Kieler

und stützen sich öfters vermittelst eines ajustirten, mit den Cylindern ein Ganzes bildenden Flantsches auf die gleichfalls entsprechend ajustirte Oberkante der Hauptträger (Rahmen). Durchaus nicht empfehlenswerth ist die vielfach angewendete Construction, bei welcher die Cylinder in einem blossen Einschnitte des Rahmens (der nach unten offen ist) liegen, während dieselben — behufs solider Befestigung und Schonung der Schraubenbolzen — durch einen Ausschnitt, der im Ganzen des Rahmens hergestellt wurde — hindurchgreifen sollten. Das rasche Schlottrigwerden der Verbindungsschrauben resp. Lockerwerden der Muttern, namentlich bei den schweren Cylindern der Sechs- und Achtkuppler, die auf neuem, noch nicht gehörig consolidirtem Oberbau benutzt werden, ist im ersteren Falle die unvermeidliche Folge und kann schon in den ersten Wochen des Betriebes in bedenklicher Weise hervortreten. Wir kennen Fälle von Lieferungen — übrigens seitens sehr wohl accreditirter Firmen Belgiens, Englands und Deutschlands — nach dem Auslande, wo Maschinen gleich in der ersten Betriebszeit den beregten Uebelstand hervortreten liessen und zu grossen, kostspieligen Reparaturen, Rahmenbrüchen etc. Veranlassung gaben, und kann daher nicht genug hervorgehoben werden, dass auf die solideste Cylinderbefestigung die grösste Aufmerksamkeit verwandt werden muss, da hiervon die Güte der Maschine und deren ruhiger Gang in erster Linie bedingt wird.

Im Uebrigen, durchaus solide Befestigung der Aussencylinder vorausgesetzt, hat die in Rede stehende sehr allgemein verbreitete Construction der äusseren Anordnung den unstreitigen Vortheil der leichten Zugänglichkeit und bessern Ueberwachung der bewegten Theile während der Fahrt, also vom Führerstande aus; während bei innerer Anordnung zur Beobachtung der bewegten Theile das Beschreiten der Plattform erforderlich ist. Ein weiterer Vortheil ist die erleichterte Oelgebung, der Wegfall der gekröpften Achsen, die selbst beim vortrefflichsten Material und bester Fabrikationsmethode, infolge der hohen Betriebsbeanspruchung dieses Maschinentheiles, eine zweifelhaftere Dauer als die geraden Maschinenachsen besitzen; die tiefere Lage des Kessels an sich und endlich die grössere Billigkeit der Construction.

Bei der gewöhnlichen Construction, Cylinder aussen, Steuerungsorgane innen, d. h. zwischen den Rahmen, befinden sich auf der geraden Triebachse nur die vier Excenter und liegen die Schieberkästen in diesem Falle — mit verticalen Planflächen — zwischen den Rahmen.

Ist zugleich auch der Steuermechanismus aussen angeordnet, so finden wir den Schieberkasten auf der Oberseite des Cylinders und die Schieberflächen gegen den Horizont (nach aussen hin) geneigt, oder ganz horizontal.

Bei einigen Typen sind die Cylinder an den Aussenseiten des Kessels angeordnet, wie ursprünglich bei Crampton. So trug die von Couillet in Belgien zu Wien 1873 ausgestellte Locomotive die Cylinder in der Mitte des Langkessels so, dass der mittlere Kolbenstand in der verticalen Querebene liegt, die durch den Schwerpunkt gedacht wird. Die hinter dem Feuerkasten liegende Treibachse (wie bei Crampton) gestattet ein aussergewöhnlich günstiges Verhältniss der Treibstangenlänge.

Bei der zu Wien 1873 seitens der Firma Carels in Gent ausgestellten Locomotive lagen die Cylinder an dem Feuerkasten und über das Niveau der Plattform erhöht. Die ganze Construction dieser Type ist neu und daher durchaus unbewährt, wenn auch in gewisser Beziehung beachtenswerth.

§ 3. Neigung der Cylinder. — Die meisten Typen tragen horizontale Cylinder. Geneigte Cylinder bei Maschinen mit äusserer Cylinderlage sind vorzugsweise auf amerikanischen Bahnen vertreten und kommen auf deutschen Bahnen nur

Nicht ohne Grund wurde bei dem Werthe von *a* länger verweilt. Die schädlichste der störenden Bewegungen der Locomotive, welche alle übrigen in ihren Nachtheilen bedeutend überwiegt, ist bekanntlich das Schlingern, ein Schleudern der Maschine um die durch den Schwerpunkt gedachte Verticale, hervorgerufen durch die alternirende Wirkung der Kolben, Stangen und Kurbeln. Der Cylinderabstand *a* ist jedoch der Hebelarm der auf Schlingern gerichteten Wirkung der Gesammtkräfte und an den

Fig. 1.

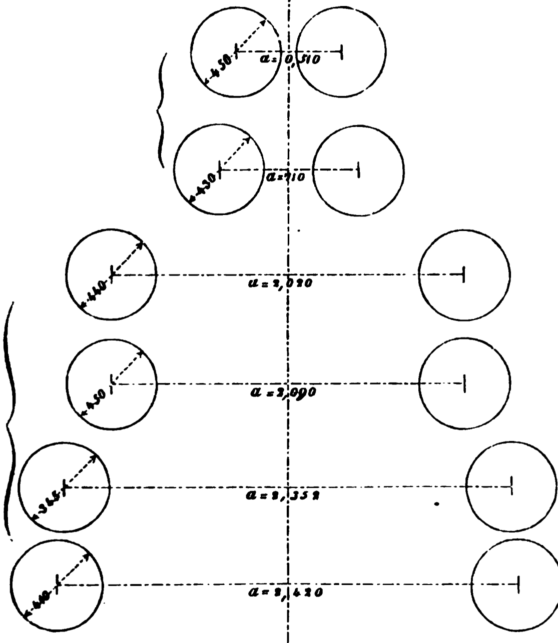
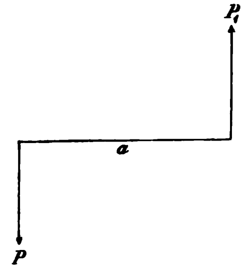


Fig. 2.



Enden von *a* müssen wir uns die Resultanten derselben als Kräftepaar denken. Bezeichnen wir diese alternirenden Kräfte mit P und P_1, so sind die auf Drehung gerichteten Effecte, bei gleichen Massen, natürlich um so beträchtlicher, je grösser bei gleichem Radstand der Abstand der Kraftrichtungen, d. h. je grösser *a* — die Distance der Cylindermittel (Fig. 2).

Diese einfache Relation berechtigt zu dem Schlusse, dass die Wirkungen des Schlingerns bei den diversen Typen sich verhalten wie die Horizontaldistancen der Cylindermittel, und dass diese Störungen bei den Maschinen mit äusseren Cylindern demgemäss $3^1/_2$ bis 5 mal so beträchtlich sind, als bei solchen mit innerer Anordnung der bewegten Massen. Der Radstand der Maschine tritt hierbei insofern in Mitwirkung, als durch denselben resp. durch die Spurkränze der Räder die Stellung der Maschine gewissermaassen bedingt und gesichert wird. Es wird also, unter sonst gleichen Verhältnissen eine Maschine um so ruhiger gehen, je grösser das Verhältniss zwischen der Entfernung der Cylinder und dem Radstand ist. Der Radstand darf daher in Rücksicht des ruhigen Ganges nie kleiner als die Entfernung der Cylinder sein, wie auch andrerseits in dem Spurmaass der Schienen bereits die äusserste Grenze für

fluss auf die Köpfe der Bleuelstangen bei den niedrigen Rädern der Achtkuppler und dem daselbst gross zu bemessenden Hubverhältniss, wodurch der Kraftpunkt nahe der Peripherie kommt, die Dimensionen des Bleuelstangenlagers am Kurbelzapfen sind demnach so zu bemessen, dass die tiefste Stellung obiges Maass nicht überschreitet.

beiden Dampfschieber liegen bei dieser Cylinderanordnung so nahe bei einander, dass sich die Schieberrücken fast berühren. Es findet diese Anordnung bei der gegebenen Spurweite, der Entfernung der Rahmen etc. daher ihre Grenze durch die Anwendung grosser Cylinder, indem hierbei der Raum für Anbringung der Schiebercanäle wie für die Schieber selbst, sehr beschränkt wird.

Fig. 1 und 2, Tafel XXIII, zeigt gleichfalls eine Cylinderanordnung für innenliegende Cylinder, bei denen indess die Schieberkasten nach aussen placirt sind, während die Cylinder aufs Möglichste nahe an einander gerückt sind. Die beiden Cylinder sind in der Mitte der Maschine durch Flantschen mit einander verbunden und die Schieberkasten nach aussen durch einen Deckel verschlossen, welcher, sobald er entfernt wird, die gesammte Schieberfläche etc. bloslegt. — Cylinder dieser Construction finden sich an den Schnellzug-Tenderlocomotiven der Belgischen Staatsbahnen und haben vor der vorstehend beschriebenen Anordnung die Möglichkeit einer gründlicheren und bequemeren Revision der Schieberkästen und ihrer Theile voraus. — Durch die der Maschinenmitte möglichst nahe gerückte Lage der Cylinder wird die Kurbelachse der Triebräder, bei welcher conform der Cylinderdisposition, die beiden Kurbelkröpfungen nahe der Mitte der Maschine rücken, sichtlich geschwächt und lassen daher eher als bei der vorbeschriebenen Anordnung innerer Cylinder, bei welcher die Kurbelkröpfungen dicht an den Achslagern liegen, Fibrationen oder Achsbrüche befürchten, welchem Umstande also wohl durch verstärkte Construction der Achse entgegengewirkt werden muss.

§ 5. Construction der Cylinder. — Die Locomotivcylinder bestehen aus Gusseisen und sind mit geringen Ausnahmen gewöhnlich mit dem Schieberkasten in einem Stück gegossen. Nur in amerikanischen Werkstätten werden die Cylinder, aus Gründen der Vereinfachung der Gussstücke, getrennt von den Schieberkasten construirt, eine Construction, welche im Interesse des Betriebes, der Vermehrung von Dichtungsstellen etc. kaum zu empfehlen ist. Der cylindrische Theil ist gewöhnlich auf beiden Seiten offen, um beim Ausbohren gerade durch die ganze Cylinderlänge hindurch bohren zu können. Es ist dies indess bei dem gegenwärtigen Stand der Bearbeitungsmittel keine Nothwendigkeit und es kann das Ausbohren der Cylinder mit gleicher Bequemlichkeit wie Genauigkeit bewirkt werden, wenn die eine Seite des Cylinders etwa durch einen nach innen tretenden Flantsch verengt wird; nur muss unter allen Umständen eine genügend grosse Oeffnung in Mitte des etwa angegossenen Cylinderflantsches oder Cylinderbodens verbleiben, um eine genügend starke Bohrspindel zum Ausbohren des Cylinders hindurchführen zu können. Die beiden Enden des cylindrischen Theils eines Locomotivcylinders werden durch Deckel verschlossen, in welchen sich die Führungen (Stopfbüchsen) zum Hindurchführen der Kolbenstange befinden. Bei manchen Bahnen befinden sich zur bessern Führung der Kolbenstangen sowohl im hinteren als vorderen Cylinderdeckel Stopfbüchsen, wie beispielsweise auf verschiedenen Oesterreichischen Bahnen, gewöhnlich werden indess nur die hinteren, d. h. die dem Triebwerk der Maschine zugekehrten Cylinderdeckel mit Stopfbüchsen versehen, während die anderseitigen Cylinderdeckel als geschlossene Böden behandelt werden. — Im Schieberkasten befindet sich die Schieberfläche, auf welcher sich der Dampfschieber hin und her bewegt, um durch Oeffnen oder Abschluss der sogenannten Schiebercanäle den Ein- und Austritt des Dampfes nach und von dem Cylinder zu vermitteln. Die Schiebercanäle, gewöhnlich schmal rechteckig, münden einestheils in der Schieberfläche und andererntheils in den oberen resp. unteren Theil des Cylinders, um den Dampf aus dem Schieberkasten über oder unter den

a) genügende Stärke und Dichtigkeit der Wände,
b) dampfdichte Verbindung der einzelnen Theile,
c) geeignete Grösse und Form der Dampfcanäle.

Zur Abdichtung der in das Innere des Cylinders eintretenden Stangen (Kolben- und Schieberstangen) sind an den entsprechenden Stellen Stopfbüchsen erforderlich, die wir später näher besprechen werden.

Da die Cylinder zu den wichtigsten Theilen des Organismus der Locomotive gehören, so ist die Herstellung derselben zu den wichtigsten Arbeiten zu zählen, die im Locomotivbau überhaupt vorkommen. Es werden hierbei an verschiedenen Orten verschiedene Methoden befolgt, doch kann über den Werth derselben nur dann ein competentes Urtheil gefällt werden, wenn man die Gestehungskosten bei gleicher Güte der Arbeit zu vergleichen im Stande ist.

In der Centralwerkstätte der London and North-Western Railway zu Crewe werden die Cylinder vertical gegossen, und Ramsbottom nimmt dazu ein tiefgraues, sehr dichtes Roheisen, das mit freien Kohlenstoffausscheidungen in Form von schwarzen Flecken im frischen Bruche übersäet ist. Dieses halbirte Gusseisen wird in Cupolöfen umgeschmolzen; es erweist sich sehr zähe, lässt sich infolge seiner nicht allzu grossen Härte eben noch leicht bearbeiten und nimmt eine schöne Politur an. Nach Herstellung des Gusses und sorgfältiger Reinigung vom Formsand werden die Cylinder zunächst gebohrt, d. h. innen ausgedreht auf den äussern Durchmesser des Kolbens, wobei man (wie auch in Belgien) stets beide zu einer Locomotive gehörigen Cylinder in ihrer richtigen Lage gleichzeitig bearbeitet. Sodann erfolgt das Behobeln sämmtlicher Planflächen; die Schraubenlöcher werden nach Schablonen hergestellt, was von grosser Wichtigkeit ist, wenn es sich um die sofortige Einwechslung eines neuen Cylinders handelt. Die Accuratesse, mit welcher die Reservecylinder bearbeitet sind, ist derart, dass öfters Einwechslungen vorgenommen worden sind, ohne dass der neue Cylinder im mindesten angepasst zu werden brauchte.

Etwas abweichend ist die Herstellung in der Locomotivfabrik von Beyer Peackock & Comp. (Manchester). Es werden daselbst an den gegossenen Cylindern zunächst die Deckelflantschen auf der Drehbank abgedreht, um eine sichere Basis für die weitere Bearbeitung zu erhalten, vermöge Erzeugung zweier Parallelflächen. Zu diesem Behufe, und um den Cylinder in die Drehbank einspannen zu können, werden zunächst in die beiden Cylinderenden zwei conische Zapfen eingesteckt. Diese letzteren sind nur leicht abgeschroten und mit einer kreisförmigen Marke als nächstem Anhaltspunkt für die Arbeit versehen. Durch die conischen Zapfen ist eine Eisenstange geführt und mittelst Schraube angezogen, worauf der Cylinder genau centrirt und die Flantschen abgedreht werden.

Die auf diese Weise erzielte Planfläche wird nun — behufs Ausbohrung des Cylinders — mit der Planscheibe in Contact gebracht, sorgfältig centrirt, festgeschraubt, und es kann das Ausbohren des Cylinders unter Einleitung der selbstthätigen Supportbewegung in der gewöhnlichen Weise vorgenommen werden.

Es bleiben sodann die Schieberflächen, sowie die Schieberkastenflantschen zu bearbeiten übrig, wobei die Ajustirung auf der Planhobelmaschine höchst einfach in der Weise bewirkt wird, dass man die abgedrehten Flantschen der Cylinderenden zwischen Knaggen einspannt, welche auf dem Tische der Hobelmaschine befestigt werden. Die Abhobelung erfolgt sodann durch die Bewegung des Stückes unter dem ruhenden Meisel (der nur die Supportbewegung macht), wie dies in der Praxis häufig vorkommt. Auf anderen, namentlich Belgischen Fabriken liegt der Cylinder beim

Behobeln der Planflächen fest, und bedient man sich demgemäss kleiner Horizontal-Hobelmaschinen (mit regulirbarem Hub), deren Meisel in das Innere des Schieberkastens eingeführt ist und darin die Bearbeitung der Planflächen selbstthätig besorgt.

Cylinderbearbeitung in Amerika. Wie man sich überhaupt in Amerika bemüht, die Formen der Gussstücke bei allen Maschinentheilen möglichst einfach zu halten, so werden, wie bereits oben erwähnt, die Locomotivcylinder mit getrenntem Schieberkasten gegossen und alle zu bearbeitenden Flächen parallel (oder rechtwinklig) zur Cylinderachse gelegt. Das Aufspannen des gebohrten Cylinders auf die Hobelmaschine geschieht in der Regel in einer Weise, die auch in verschiedenen deutschen Fabriken, so z. B. in der Hannov. Maschinenbau-Actien-Gesellschaft vormals Egestorff in Linden bei Hannover üblich und ihrer Vorzüglichkeit wegen nähere Erwähnung verdient. — Der Zweck dieser besonderen Verfahrungsart ist der, dass man die Bearbeitung sämmtlicher Flächen am Cylinder auf die Lage der Mittelachse des Cylinders zurückführt und von dieser abhängig macht. — Man befestigt den gebohrten Cylinder mit Hülfe zweier Conusse, welche auf einer kräftigen, mit Schraubengewinde versehenen Welle befindlich und auf dieser durch eine Mutter gegen einander gepresst werden, auf die genannte Welle, welche ihrerseits in zwei kräftigen, auf gemeinschaftlicher unterwärts abgedrehter Grundplatte stehenden Lagerböcken gelagert ist. — Diese Grundplatte ist oft auf ihrer unteren Seite mit einem Zapfen versehen, welcher in ein rundes Loch des Hobelmaschinen-Tisches passt, und wird durch Spannschrauben auf der Hobelmaschine befestigt. — Durch diese Vorrichtung kann man den Cylinder sowohl um seine eigne Achse als auch horizontal um den erwähnten Zapfen drehen und in der für die zu bearbeitende Fläche nöthigen Lage feststellen. Der gleiche Apparat wird bei der weiteren Bearbeitung der Cylinder für das Ausbohren der Schieberstangen-Stopfbüchsen benutzt, um dieselben auf's Genaueste und vollständig parallel mit der Cylinderachse bewirken zu können, — eine Einrichtung, welche sich ganz vorzüglich bewährt hat, indessen ausser in den genannten Werkstätten der Hannoverschen, früher Egestorff'schen Maschinenfabrik wenig bekannt und in Verwendung sein dürfte.

Wir möchten schliesslich noch bemerken, dass in Frankreich bei Anwendung innerer Cylinder, sowie auch in Belgien, die Herstellung des Cylinderpaares aus einem einzigen Gussstück vielfach beliebt und zur Ausführung gelangt ist; eine Methode, die jedoch in England, obwohl man dort fast ausschliesslich innere Cylinder verwendet, keinen Eingang gefunden hat.

Nicht geringe Sorgfalt in der Ajustirung und ganzen Bearbeitung erfordert die cylindrische Lauffläche des Kolbens im Innern des Cylinders (der Kolbenweg).

Nach dem Ausbohren und Feindrehen wird oft noch eine sorgfältige Ausschmirgelung und schliesslich Einfettung der inneren Cylinderwandungen vorgenommen; in vielen Fabriken wird indess das Ausschmirgeln nicht für zweckmässig erachtet, da in den Poren des Gusses immer Schmirgeltheile, welche später schädlich einwirken, zurückbleiben. Auch ist man mehrfach bemüht gewesen, die Abnutzung der Fläche zwischen Kolbenring und Cylinder durch Einsatz eines besonderen Stahlcylinders (a), wie ihn Fig. 10 auf Tafel XXII darstellt, für die Existenz des Cylinders unschädlich zu machen. Es hat indessen nicht den Anschein, als ob durch diese Complication ein wesentlicher Vortheil erzielt worden sei, denn wäre dies der Fall, so würde sie häufiger Anwendung finden, als dies heute der Fall ist. Uebrigens bedingen die derzeitig allgemein üblichen aufgeschnittenen und durch ihre natürliche Elasticität dichtenden Kolbenringe eine Conservirung der Cylindermantelfläche (in Verbindung mit

gleichmässiger Abnutzung), wie sie bei den alten künstlich gespannten Pressringen nicht erzielbar war, wo man sich also naturgemäss nach besonderen Künsteleien umsehen musste, um die Cylinder thunlichst lange zu conserviren.

Nachdem wir im Vorstehenden auf die allgemeinen Principien der Cylinderanordnung und Construction hingedeutet, dürfte es behufs näherer Erläuterung dieser und verwandter Verhältnisse von Interesse erscheinen, im Nachfolgenden auf die Fabrikation der Locomotivcylinder etwas näher einzugehen, wobei wir uns im Wesentlichen an die auf deustchen Fabriken übliche Fabrikationsmethode halten werden, zumal dieselbe als eine durchaus rationelle und in neuerer Zeit vielfach vervollkommnete bezeichnet werden muss.

§ 6. Fabrikation der Locomotivcylinder. — Die Fabrikation der Locomotivcylinder muss als in drei Hauptphasen zerfallend betrachtet werden:

A. die Formereiarbeit,
B. die Giessereiarbeit,
C. die Fertigstellungsarbeiten.

A. Die Formereiarbeit. Zum Einformen der Locomotivcylinder bedient man sich eines zwei- oder mehrtheiligen Holzmodelles, welches, im zusammengesetzten Zustande, d. h. so, wie es nach vollendeter Einformung in den combinirten Formkästen gelagert ist, den completten Locomotivcylinder in seinen Rohcontouren vollständig darstellt, wobei indessen zu berücksichtigen ist, dass die sämmtlichen Hohlräume des späteren Gusses durch die Masse des Modelles repräsentirt werden. während die Masse des zu erzielenden Gusses umgekehrt durch in der Form vermöge eingelegter Kerne ausgesparte Hohlräume dargestellt sind. Denkt man sich daher den Locomotivcylinder parallel zur Achse durchgeschnitten, so müssen in der Form die sämmtlichen Dampfwege und Hohlräume durch die oben angedeuteten besonders eingelegten für sich aus Masse geformten Kerne zur Erscheinung kommen, während der eigentliche Cylinderraum, sowie die cylindrischen Stopfbüchsenhöhlungen durch Separatkerne offen erhalten werden, die für sich in Formkästen nach besonderen Modellen erzeugt sind und sodann in die Form, nach herausgehobenem Modelle, in die betreffenden Stellen (Kernlager) hineingelegt und in geeigneter Weise befestigt werden.

Die Formarbeit beginnt zunächst mit der Herstellung einer geraden Fläche von Holz, der Bildung des sogenannten Lehrbodens, welche auf der wohlgeebneten Hüttensohle hergestellt wird. Darauf wird das halbe Holzmodell gelegt, so dass dessen gerade Durchschnittsfläche auf dem Lehrboden fest und sicher aufliegt, während die complicirteren Contouren nach oben ragen, um von oben her eingeformt, d. h. mit Formsand fest umrammt zu werden, wobei schon hier bemerkt wird, dass behufs Heraushebung des Modells keinerlei seitlich in den Formsand eingreifende Partien vorhanden sein dürfen, welche beim Anheben die Zerstörung der Form bedingen würden.

Behufs Einrammung des Modells in den Formsand wird nun der gusseiserne Formkasten von entsprechender, beispielsweise 400 mm betragender Höhe und der genügenden Rechteckweite, im vorliegenden Falle, wie ihn Fig. 3 und 4 (p. 458) darstellen von 1600 × 1400 mm Weite im Lichten, darübergestürzt. Damit die Masse des Formsandes gehörigen Halt hat — ein sehr wichtiges Moment für die spätere Heraushebung des schweren Modells, die nach Umkehrung des Kastens, von der entgegengesetzten Seite her zu erfolgen hat — sind die gusseisernen Querverbindungen *dd* hochkantig eingelegt, welche unter sich noch durch zwischengeschlagene Holzleisten *ee* abgesteift werden. Ausserdem werden noch eiserne lose Klammern oder Haken an die Traversen *d* gehangen, welche, mit eingerammt, zum Zusammenhalten

des Formsandes mitbeitragen sollen. Nachdem der Formkasten in beschriebener Weise vorbereitet ist, beginnt nun das Einstampfen des Formsandes in der Weise, dass man immer nur kleine Quantitäten desselben in die Form bringt, diese mittelst stumpfer eiserner Stangen festrammt, und sodann erst neue Partien nachbringt, dieselben abermals feststampft und sofort bis zur bündigen Anfüllung des Kastens.

In dieser Weise wird jeder Kasten, das betreffende Modelltheil in sich fassend, für sich fertig gestampft. Die Kästen werden sodann mit Hülfe der aussen fixirten Zapfen *aa*, deren jeder Kasten zwei oder vier trägt, gehoben und umgewendet, so dass die Lehrbodenseite nach oben kommt und das Modell nunmehr herausgenommen werden kann. Das Herausheben des Modells aus der Form erfolgt vermittelst dreier Punkte in der Weise, dass an drei geeigneten Stellen der geraden Durchschnittsfläche Oesen in schwalbenschwanzförmige eiserne Einlagen des Holzmodells festgeschraubt und mit drei am Krahnhaken befestigten Seilen in Verbindung gebracht werden. Während des Anziehens der Kette und beziehungsweise des Modells ist es erforderlich den Umfang des Kastens gleichförmig mit Handhämmern zu bearbeiten, so dass die Lockerung des fest in der Formmasse sitzenden Modells ermöglicht wird und dessen Aushebung ohne jede Zerstörung der Form erfolgt.

Fig. 3.

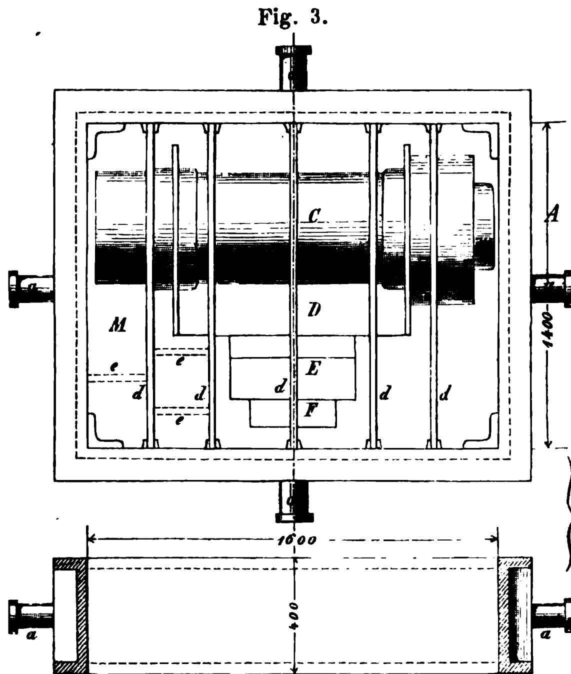


Fig. 4.

Nach erfolgter Heraushebung der Modelle werden die Formkästen einer langsamen (ersten) Trocknung unterworfen. Dieselbe erfolgt in den gewöhnlichen Trockenkammern, worin man die Kasten 12 Stunden, gewöhnlich von 6 Uhr Abends bis 6 Uhr Morgens verbleiben lässt, die Heizung wird indessen nur während der ersten zwei Stunden unterhalten. Nach erfolgter Trocknung gelangen die Kästen in die Giesserei zurück, und es beginnt nunmehr die Einlegung der Kerne in die Formräume.

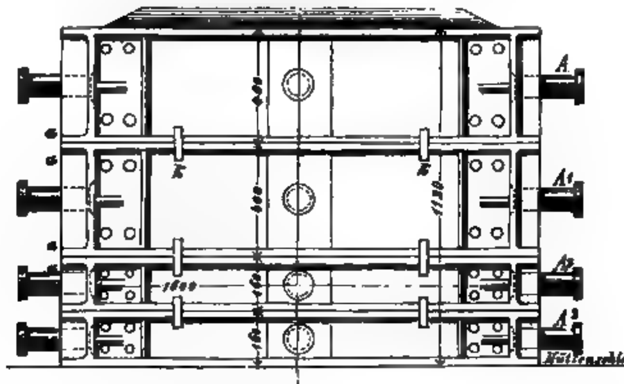
Den Hauptkern bildet der Cylinderhohlraum an sich mit dem behufs Dichtigkeit des Gusses erforderlichen cylindrischen Ansatze, dem sogenannten Druckkopfe. Derselbe ist circa 400 mm lang und besitzt eine conische Wandstärke von 50 bis 80 mm, so dass die grösste Dicke den obersten Rand repräsentirt (vergl. Fig. 5, p. 459), während die geringe, nahezu der Cylinderwandung gleiche Wandstärke zunächst dem Cylinderflantsche befindlich, wodurch ein Lockerwerden des Gusses, poröse Stellen in den Cylinderflantschen vermieden werden sollen. Der Cylinderkern wird auf dem Wege der gewöhnlichen Lehmformerei hergestellt, d. h. durch horizontale Drehung der mit Strohseil umwickelten Laterne, auf welche der Lehm aufgetragen wird, während die cylindrische Rundung mit Hülfe des angehaltenen Lehrscheites erzielt und genau auf den inneren Durchmesser des Cylinders bearbeitet wird unter Berücksichtigung

der durch die Trocknung bedingten Reduction des Durchmessers infolge der Schwindung. Trocknen des so gebildeten Kernes in der Trockenkammer; sodann nochmaliges Nachdrehen im trockenen Zustande; Ueberziehen mit Graphit, welcher fein pulverisirt mit Wasser zu einem dünnen Brei angerührt und gleichförmig auf die Oberfläche des Kernes aufgetragen werden muss. Die sogenannte »Schwärzung« des Kernes. Nach erfolgter Schwärzung gelangt der Kern nochmals, jedoch nur für kurze Zeit, in die Trockenkammer zurück, und wird alsdann an die geeignete Stelle der Form eingelegt.

Die ausser dem Cylinderhauptkern noch weiter erforderlichen Kerne, die Canal- und die Stopfbüchsenkerne, sowie diejenigen Façonkerne, welche zur Aussparung von Hohlräumen zwischen den Admissions- und Exhaustionscanälen in der Gusseisenmasse bestimmt sind, werden nicht auf dem Wege der Lehmformerei, sondern aus demselben Formsand gebildet, wie derselbe zum Einformen der Cylindermodelle dient, doch unter Beigabe von einigem Pferdedünger behufs Erzielung des erforderlichen Fettigkeitsgrades, wodurch die bindende Kraft des Sandes wesentlich erhöht wird. Da die

Fig. 5.

Fig 6.



Canalkerne als Façonstücke zu betrachten sind, so müssen dieselben nach genau gearbeiteten Holzmodellen in den sogenannten Kernkästen eingeformt werden. Vor dem Einbringen in die Cylinderformkästen sind die Kerne in der Trockenkammer bei allmählich gesteigerter hoher Temperatur einer sorgfältigen Trocknung zu unterwerfen. Nach derselben erfolgt die Nacharbeitung auf genaues Maass und die Schwärzung mit Hülfe des oben erwähnten Graphitüberzuges, dem eine nochmalige Behandlung im Trockenofen folgt. Die so erzeugten Formkerne werden in die Cylinderform nach der Zeichnung, die in natürlicher Grösse auf Holztafeln befindlich, einmontirt und durch zwischengebrachte Stege, sowie durch anderweite, dem Genie des Praktikers anheimgestellte kleine künstliche Hülfsmittel in ihrer richtigen Lage festgehalten. Nach Einbringung der sämmtlichen Kerne werden die Innenflächen der Form, welche mit dem Gusseisen in Contact zu treten bestimmt sind, mit Graphitteig ausgestrichen, und gelangen die Kästen nun nochmals in die Trockenkammer, wo sie einem eigentlichen »Hartbrennen« unterworfen werden, indem die Temperatur auf dem Zinkschmelzpunkte erhalten wird. Die Formkästen bleiben zwölf Stunden in der Trockenkammer unter ununterbrochenem Feuern.

Nach dem Herausnehmen werden die ein und demselben Modell zugehörigen 2—4 Formkästen, je nach der Complication und Grösse des Cylinders übereinandergesetzt und vermöge der nach aussen vorspringenden Flantschen *aa* (Fig. 6) mit

32 Centner und steigt im Maximo bis 36 Centner. Die fertig ajustirten derartigen Cylinder wiegen jedoch nur 26 resp. 30 Centner. Die gewöhnlichen, 432 mm weiten Aussencylinder der Personenzugmaschinen wiegen ajustirt genau 17 Centner und im Bruttozustande 20—22 Centner.[2])

§ 7. Die Fertigstellungsarbeiten. — Der aus der Form gebrachte und von Formsand vollständig befreite Cylinder, dessen sämmtliche Canäle durch Stangen und Werkzeuge geeigneter Form von der festgebrannten Masse gereinigt werden müssen, gelangt in die Ajustirwerkstätten, um daselbst folgenden Operationen unterworfen zu werden:

I. Drehereiarbeiten.
1. Durchschneiden des Druckkopfes;
2. Ausbohrung des ganzen Cylinders;
3. Conische Ausbohrung der beiden Cylinderenden auf grösseren Durchmesser als der für den Kolbenlauf bestimmte Theil der Cylinderlänge;
4. Plandrehen der Deckelflantschflächen für Cylinder und Schieberkasten;
5. Ausdrehen der Stopfbüchsenlöcher.

II. Planhobelarbeiten.
1. Behobeln der Planflächen;
2. Behobeln der Rahmenleisten (falls solche vorhanden);
3. Behobeln der Schieberflächen und Exhaustionsrohrflantschen;
4. Behobeln der Schieberkastendeckelflantschen parallel zur Schieberfläche.

In der Hannov. (früher Egestorffschen) Maschinenfabrik verfolgt man bei Bearbeitung der Cylinder, wegen der daselbst gebräuchlichen, sub § 5 erläuterten Manier für das Behobeln der Flächen, Ausbohren der Schieberstangenstopfbüchsen etc. nachstehende Reihenfolge:

1. Durchschneiden des Druckkopfes;
2. Aufbringen auf die Cylinderbohrbank; daselbst erfolgt:
   a) Ausbohren des Cylinders,
   b) erweitertes Ausbohren an den Cylinderenden zur Vermeidung der Ansätze bei Ausschleiss durch den Dampfkolben,
   c) Plandrehen der Dichtungs- und Deckelflantschen;
3. Aufbringen auf die Hobelmaschine zwischen 2 Conusse (vergl. § 5); daselbst erfolgt:
   a) Abhobeln der Schieberfläche und des Schieberkastenflantsches.

---

[2]) Wie beim Giessereibetriebe überhaupt, so spielt auch, und zwar ganz insbesondere beim Gusse der Locomotiv-Cylinder, der Formsand eine hochwichtige Rolle. Der zum Einformen geeignete Formsand (der auch zur Bildung gewisser Kerne dient) muss ein feines, gleichmässig grosses Korn besitzen. Er muss so mager sein, dass er sich im Naturzustande, d. h. mit der Grubenfeuchtigkeit behaftet, nur erst mit starkem Drucke in der Hand ballen lässt. Der geballte Körper muss locker sein, darf jedoch nicht auseinander fallen. Behufs Verwendung wird der Sand unter Holländern zerrieben, damit etwa darin vorhandene gröbere Partien zerdrückt werden und sich in der Masse gleichförmig vertheilen. Der so vorbereitete Formsand wird mit Steinkohlenpulver, welches zwischen einem Walzenpaare oder ebenfalls unter den Holländern aus reiner guter Steinkohle dargestellt wurde, vermischt. Gewöhnlich nimmt man $^2/_3$ Sand und $^1/_3$ Steinkohlenpulver. Um der so erzielten »Masse« eine höhere bindende Kraft, oder wie die Praktiker sagen »Fettigkeit« zu ertheilen, wird einiger, zu feinem Teige gekneteter Pferdemist zugegeben. Vor der Verwendung wird die Masse durch Ueberspritzen aus der Brause mässig angefeuchtet, mit altem Sande vermischt und gehörig durchgearbeitet.

habung wegen, wie anderntheils um durch Einschalten eines leicht ersetzbaren Maschinentheiles, in Fällen, wo durch Gebreche, Corrumption oder andere Fälle der kostbare Dampfcylinder gefährdet wird, diese Befürchtung zu mindern, indem in solchen Fällen oft das Zertrümmern des vorderen Cylinderdeckels, den Cylinder selbst vor gleichem Schicksal bewahrt hat.

§ 9. Dichtung der Cylinderdeckel. — Die Dichtung der Cylinderdeckel gegen den Cylinder erfolgt am besten durch (nach dem Abdrehen beider Flantsche vorzunehmendes) Aufeinanderschleifen derselben mittelst Schmirgel und Oel, wodurch es möglich ist, einen so innigen Contact beider Flächen zu erzielen, dass ein dampfdichter Verschluss ohne irgend welche Zwischenlage als höchstens eine leichte Einfettung mit Talg oder Anstrich mit Firniss bewerkstelligt wird. Dies ist das allein richtige Verfahren bei neuen Cylindern, denn erst bei alten soll die Zuhülfenahme von Zwischenlagen statthaft sein, wie z. B. Bindfaden, Mennigkitt, Drahtgace etc. Auch die Anwendung der Gummiringe ist nicht zu empfehlen, weil diese ein ungleichmässiges Anziehen der Deckelschrauben, also ein Schiefziehen des Deckels und seiner Stopfbüchse, nicht ausschliessen. Bei Anwendung der Dichtung mit Mennigkitt muss jedenfalls dafür gesorgt werden, dass nach dem Anlassen der Maschine die Deckelschrauben noch nachgezogen werden können. Sobald nämlich der Dampf in den Cylinder tritt, wird der Mennigkitt durch die Wärme weicher, so dass, wenn man jetzt die Schrauben nachzieht, bis die höchsten Stellen der abgedrehten Flantsche, Eisen auf Eisen, einander berühren, der überflüssige Kitt sich zwischen den Flantschen herauspresst, während nur ein kleiner Theil solide befestigt, diese ausfüllend in den Vertiefungen zurückbleibt, welche beim Abdrehen der Arbeitsstahl hervorrief.

Für sehr vorzüglich wird seitens mancher Fabriken die Abdichtung der Cylinderdeckel vermöge eines zwischengegebenen Kupferringes erachtet und gleich bei neuen Maschinen angewandt. Die sorgfältige Aufeinanderschleifung der Contactflantschen muss jedoch in gleicher Weise vorhergehen, denn ohne diese würde der Kupferring nichts nützen. Der Kupferring besitzt den mittleren Durchmesser des Flantsches und die Dicke eines Telegraphendrahtes (4—5 mm); er ist an einer Stelle solide verlöthet, so dass er ein Ganzes bildet. Da die gewöhnlichen kupfernen Dichtungsringe mit kreisrundem Querschnitte zwischen den Dichtungsflächen behufs Erfüllung des Zweckes flach gepresst werden müssen, und diese Kraftäusserung auf Kosten der Gewinde natürlich um so grösser sein muss, je stärker der verwendete Draht ist oder aber je unebener die abzudichtenden Flächen sind, so hat U. Hoeltzenbein, Werkstätten-Vorsteher der Schweizerischen Nordostbahn in Zürich, diesem Uebelstande durch die beistehend in Fig. 7 und 8 skizzirte Querschnittsform des Ringes abzuhelfen gesucht. Es ist ersichtlich, dass bei dieser Form des Ringquerschnittes der Zweck vollkommen erreicht wird und zwar ohne Ruin der Bolzenmuttern und Gewinde. Auch haben dünne, ausgeriffelte Kupferstreifen, welche mit einer besonderen kleinen Walzmaschine hergestellt sind, zusammengelöthete Rahmen oder Ringe vielfach zur Abdichtung der Schieberkasten- und Cylinder-Deckel Verwendung gefunden, und sollen sehr gute Resultate damit erreicht sein. Fig. 9 zeigt den Querschnitt eines solchen Dichtungsringes.

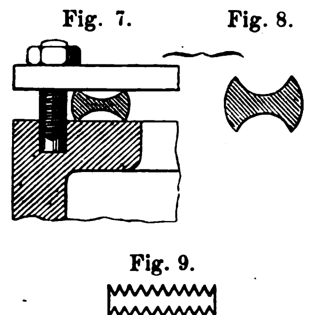

Fig. 7. Fig. 8.

Fig. 9.

Die Befestigung der Cylinder- und Schieberkastendeckel auf den bezüglichen Flantschen der Cylinder resp. Schieberkästen erfolgt durch eine bestimmte Anzahl

von Schraubenbolzen. Die Schraubenbolzen sind entweder definitiv fest vermittelst Vierkantconus in das Material des Cylinders resp. Schieberkastens eingelassen, oder sie sitzen lose in den Löchern, in welchem Falle die Drehung beim Anziehen der Mutter durch einen Vierkantkopf verhindert wird, dessen eine Fläche sich gegen die Mantelfläche des Cylinders stemmt. Es können im letzteren Falle die Deckelmuttern ebenso fest angezogen werden wie im ersteren, denn nicht das absolute Festsitzen der Deckelschrauben im Material ist das bedingende Moment der soliden Befestigung des Deckels, sondern einzig und allein die Unmöglichkeit einer Drehung des Bolzens. Letztere wird aber durch die seitliche Anlage eines viereckigen Kopfes an die Aussenfläche des Cylinders oder Schieberkastens vollständig erreicht, und bietet diese Anordnung noch ausserdem den Vortheil der Einfachheit und Billigkeit, in Verbindung mit leichter Erneuerung eines etwa beschädigten oder zerrissenen Bolzens, wozu hingegen bei definitiver Einsetzung des Bolzens ein Ausbohren und Neuajustiren des betreffenden Bolzensitzes jedesmal erforderlich wird. Da mit dieser Operation jedesmal eine Locherweiterung verbunden ist, so werden die Bolzensitzlöcher nach und nach weiter und veranlassen eine vorzeitige Schwächung des Flantsches, die bis zum Bruche führen kann, während der lose eingesetzte Bolzen im betreffenden Falle sofort durch einen neuen ohne jede Locherweiterung oder zeitraubende Bohrarbeit ersetzbar ist.

Die Zahl der am Cylinderumfang angeordneten Bolzen beträgt in der Regel 10 bei einem Durchmesser von 25 mm und sechskantiger einfacher Mutter, deren umschriebener Kreis einen Durchmesser von 50 mm besitzt. Die Beanspruchung der Deckelschraubenbolzen ist im Allgemeinen eine sehr hohe; sie sind daher aus bestem Feinkorneisen zu schneiden und vor ihrer Verwendung auf Zug und Verlängerung zu prüfen. Gleichmässiges, anfangs sanftes Anziehen sämmtlicher Muttern ist für die Dichtigkeit des Verschlusses von Bedeutung; sobald daher die Muttern mit der Hand nicht weiter angezogen werden können, beginnt die weitere Drehung mit Hülfe des Schlüssels, wobei man jede Mutter um einen gleichen Winkel dreht, bis sie sämmtlich auch beim grössten menschlichen Kraftaufwande mit dem Handschlüssel nicht mehr weiter angezogen werden können. Das so oft beliebte Schlagen auf das Schlüsselende mit dem Hammer, um noch weitere Drehung zu veranlassen, trägt zur soliden Abdichtung nichts mehr bei und ist ausserdem durchaus verwerflich, weil es die Schraubengewinde ruinirt und die Bolzen über Gebühr auf absolute Festigkeit beansprucht.

Fig. 10.

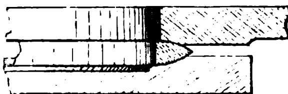


Fig. 11.



Die Schieberkastendeckel werden sehr zweckmässig gleichfalls rund, wie in Fig. 1—3 auf Tafel XXII ausgeführt, um die Dichtungsflächen abdrehen und leichter, ähnlich den Cylinderdeckeln, dampfdicht schliessen zu können. Man versieht in diesem Falle die Deckel oft mit einer sogenannten Linsendichtung, entweder durch einen zwischen die Dichtungsflächen gelegten losen Ring von linsenförmigem Querschnitt (Fig. 10) oder auch durch Ausdrehen der Dichtungsfläche zu einer ähnlichen Form und Andrehen des zugehörigen Deckels in passender Weise. — (Fig. 11).

Die in Vorstehendem erwähnten und auf den Zeichnungen Tafel XXII darge-

stellten Cylinderdeckel führen mehrere Uebelstände mit sich, welche sich in der Praxis oft sehr fühlbar machen. Dieselben bestehen in Folgendem:

1) Wenn der Deckel während der Fahrt undicht wird, so versucht gewöhnlich das Locomotivpersonal, die Dichtung durch starkes Anziehen der Schrauben wieder herzustellen, wobei häufig der Flantsch des Deckels abgebrochen wird oder einen Sprung bekommt.

2) Ein Nachschleifen des undicht gewordenen Deckels ist nur schwer zu ermöglichen, da die Schrauben, welche den Deckel befestigen, nur zum Theil lose im Cylinderflantsch stecken und behufs Anstellung der Manipulation des Einschleifens, wobei der Cylinderdeckel hin- und hergedreht werden muss, zurückgeschoben werden, um die Drehung des Deckels zu gestatten. Die Schrauben, die sich an der Stelle des Dampfeingangscanals oder des Cylinder-Ablasshahnes befinden, sind dagegen als Schraubstifte fest in den Cylinder eingeschraubt. Beim Versuche, diese Schrauben herauszudrehen, brechen solche häufig ab und müssen dann herausgebohrt und später durch neue ersetzt werden.

3) Beim Brechen einer Kolbenstange und Durchfliegen des Kolbens nach vorn wird der Cylinderflantsch häufig beschädigt, ja oft ein Stück des Cylinders selbst mit herausgerissen.

Zur Vermeidung dieser Uebelstände ist, nach Mittheilung des K. Maschinenmeisters Herrn A. Woytt in St. Wendel, an mehreren Locomotiven der Rhein-Nahe-Bahn, die in Fig. 3 u. 4 Tafel XXIII dargestellte Cylinderdeckelbefestigung angebracht worden, welche sich sehr gut bewährt hat.

Der Deckel hat hiernach nur einen äusseren Durchmesser gleich demjenigen der Dichtungsfläche am Cylinder. Die Befestigung wird durch Krempplatten bewirkt, welche nicht bis zur inneren Cylinderfläche übergreifen. Bei dieser Befestigung werden die vorerwähnten Uebelstände vollständig vermieden, indem:

1) Beim Undichtwerden des Cylinders die Schrauben vom Personale angezogen werden können, ohne dass eine Gefahr für die Beschädigung des Deckels vorhanden ist.

2) Ist ein solcher Deckel undicht geworden, so kann ein Aufschleifen desselben ohne Umstände stattfinden. Da der ganze Deckel innerhalb der Befestigungsschrauben liegt, so ist es nicht nothwendig, die vorerwähnten Schraubstifte am Einströmungscanale und Schlammhahne, behufs Aufschleifens des Deckels, zu entfernen. Das Aufschleifen wird auf folgende Weise vorgenommen. Nachdem man den Deckel abgenommen, wird die Dichtfläche mit Oel befeuchtet und mit feinem Schmirgel bestreut, sodann der Deckel mittelst dreier (im Dreieck liegender) leise angezogener Krempplatten vorgeheftet. Ein gekröpfter Hebel wird mittelst zweier Kopfschrauben auf die mit *a a* bezeichneten und mit Gewinde versehenen Verstärkungen aufgeschraubt. Durch Auf- und Abbewegung des Hebels und allmäliges Anziehen der genannten 3 Krempplatten ist der Deckel sodann schnell wieder dicht zu schleifen.

3) Bei der ersten Befestigung des Cylinderdeckels muss der Flantsch des Deckels stark sein, um durch das Anziehen der Schrauben nicht abgerissen zu werden (hier 25—26 mm). Bei der neuen Befestigung kann der Flantsch erheblich schwächer sein, da der Deckel ringsum fest aufliegt; derselbe wird jetzt nur 18 mm stark gemacht. Beim Durchfliegen eines Kolbens wird daher nur der mittlere Theil des Deckels herausgedrückt, der Cylinder aber bleibt unbeschädigt.

Ein wesentlicher Vortheil dieser Construction ist, dass durch deren Anwendung keine besondern Unkosten erwachsen, da die gewöhnlichen Cylinderdeckel nach entsprechender Abänderung verwendet werden können.

selben nöthig macht; auch sind einseitige Reibungen und die hierdurch entstehenden Längsstreifen der betreffenden Stangen völlig ausgeschlossen. — Die Ringe werden in den verschiedenen Durchmessern von Millimeter zu Millimeter steigend angefertigt und sind für die nöthigen Abmessungen vorräthig zu halten, und nimmt das Einlegen derselben in die Stopfbüchsen nur geringe Zeit in Anspruch. (Uhland's praktischer Maschinen-Constructeur 1877. S. 99.)

Da die einzelnen Schrauben einer Stopfbüchse, wenn auch jede nur wenig, nach einander angezogen werden, so macht man, um ein Schiefziehen möglichst zu vermeiden, den Hebelarm, an welchem dieselben bestrebt sind, die Brille schief zu ziehen, also die Entfernung der Schrauben vom Stangenmittel, möglichst klein.

Die Dimensionen des Packungsraumes sind in gewisser Beziehung willkürlich, insofern nämlich, als man einen dichten Abschluss sowohl durch eine dicke und niedere, als durch eine dünne und hohe Packung erzielen kann.

Dicke Packungen sind unter allen Umständen besser als dünne, weil sie bei gleicher Höhe mehr Material enthalten, bei eintretender Undichtheit also weniger nachgezogen zu werden brauchen und deshalb weniger häufig der Erneuerung bedürfen.

Da man die Muttern der Stopfbüchsenschrauben nicht fest anziehen kann, so müssen dieselben durch Gegenmuttern gehalten werden, damit sie sich nicht lösen. Diese Gegenmuttern sollen, wenn irgend möglich, nicht übereinander, sondern so angeordnet werden, dass Mutter und Gegenmutter die Fläntsche der Brille zwischen sich fassen. Durch letztere Anordnung wird nämlich die Brille an einem Kippen, welches ein Fressen der Kolbenstange zur Folge hat, auch dann verhindert, wenn die Packung einseitig verschlissen sein sollte.

Das Gewinde der Schrauben macht man der leichteren Anfertigung wegen dreikantig, giebt aber der Hauptmutter (mit welcher der Anzug bewirkt wird) zur Vermeidung eines raschen Verschleisses eine grosse Höhe, am besten vom doppelten Betrage des Bolzendurchmessers.

In Betreff der Bearbeitung der Stopfbüchse soll noch hervorgehoben werden, dass man den Grundring und die Büchse der Brille zweckmässig erst dann ausbohrt, wenn die Stange gedreht ist, damit man sich noch helfen kann, wenn diese aus irgend welchen Gründen etwas dünner ausfallen sollte, als beabsichtigt war. Grundbüchse und Brille müssen fest um die Stange schliessen, dagegen soll die Brille in der Stopfbüchse sehr leicht gehen und etwas Spiel haben. Dieser Spielraum ist nothwendig, einmal, damit die Brille nicht bei der geringsten unrichtigen Lage der Stange zu rasch verschleisse, ferner aber, damit sie sich nicht sofort festklemme, wenn sie etwas schief gezogen sein sollte; endlich leistet dieser Spielraum wesentliche Dienste bei der Montirung, insofern er als Maassstab für die richtige Lage der Kolbenstange und also auch derjenigen Theile dient, deren Lage nach der Kolbenstange gerichtet wird.

Fig. 12.

In den Holzschnitt-Fig. 12 und 13 sind einige Anordnungen angegeben, welche ein stets gleichmässiges Anziehen der Stopfbüchsenschrauben bezwecken, und deren Construction aus den Zeichnungen leicht ersichtlich. In Fig. 12 liegt um einen concentrisch zur Kolben- oder Schieberstange *b* hervorstehenden Ansatz der Stopfbüchsenflantsche *a* ein in Form eines Zahnrades construirter Ring, welcher mit seinem

sache wunderbar erscheinen, dass diese Packung in der Praxis eine so überaus geringe Anwendung findet oder dass man mit der Anwendung derselben, nach gemachtem Versuche, wieder aufgehört hat. Die Sache muss demnach einen Haken haben und bei näherer Prüfung ist das in der That der Fall. Der Asbest wird nämlich im Contact mit der Kolbenstange zu einem feinen Pulver gerieben und nach und nach in den Cylinder geführt, wo er sehr zerstörend auf die Kolbenringe und die Cylinderfläche einwirkt. Dieser Uebelstand ist gar nicht zu beseitigen und überall die Ursache der Nichteinführung der Asbestpackung gewesen, wo dieselbe versucht worden ist.

§ 14. Holzpackung. — Dass man anstatt der Hanfpackung vielfach baumwollene Liderungen, auch solche in Ringform mit Gummi-Einlagen, angewendet oder versucht, ja dass man seine Zuflucht sogar zu Säge- und Hobelspähnen als Packungsmaterial genommen hat, sei hier nur der Vollständigkeit wegen erwähnt. Die Säge- oder Hobelspähne werden unter Zusatz von etwas Talg in die Stopfbüchse eingetragen und in gewöhnlicher Weise in derselben festgepresst. Diese Dichtung soll unter gewissen Umständen wirksamer sein, weniger Reibung geben, eine längere Dauer haben und leichter sich einlegen lassen, als die Hanfdichtung. Das Verfahren beim Dichten ist folgendes: Die erste Lage bilden möglichst feine Hobelspähne; nachdem dieselben eingepresst sind, folgt eine Lage Sägespähne. Nach Einpressung derselben unter Beigabe von etwas Oel oder Talg wird eine zweite Lage Hobelspähne aufgebracht; dann folgen wieder Sägespähne etc. Die Packung besteht auf diese Weise aus alternirenden Lagen von Hobel- und Sägespähnen, jedoch so, dass die erste und letzte Lage durch Hobelspähne gebildet wird. Bei Erneuerung der Dichtung braucht das alte, noch vorhandene Material nicht herausgenommen zu werden, sondern es wird vielmehr die neue Dichtung sogleich auf die alte aufgelegt. Die Erfindung ist Mr. H. C. Coulthard in England am 1. Juni 1863 patentirt worden, scheint jedoch wenig Anklang in der Praxis gefunden zu haben. [3]

§ 15. Metalldichtungen. — Es wurde bereits wiederholt darauf hingewiesen, dass sowohl die Construction, als das Dichtungsmaterial der gebräuchlichen Dichtungen für Stopfbüchsen im Ganzen ungenügende Resultate geben und nicht alle die Bedingungen erfüllen, welche man an eine Dichtung stellen muss. Das einwirkende Medium, der hochgespannte Dampf, durchdringt in kurzer Zeit die Verpackung, welche infolge dessen ihre Elasticität verliert; der Verschluss lässt infolge dessen nach, und man ist genöthigt, die zerstörten Dichtungsmaterialien zu entfernen und zu erneuern. Dieser fortwährende Verbrauch hat natürlich eine stete Ausgabe zur Folge, abgesehen von der nachtheiligen Wirkung auf die Maschine selbst. Man hat daher versucht, als Dichtungsmaterial specielle Metallcompositionen zu verwenden, welche sich fest an die Stange anlegen und dabei genügende Weichheit (Plasticität) besitzen, um dieselbe nicht anzugreifen.

Die hierher gehörige, von Camozzi & Schösser erdachte Construction besteht in der Anwendung von conischen Scheiben und Hülsen, welche durch den inneren

---

[3]) Hierher gehören auch die in neuester Zeit vielfach angewandten, sogenannten »selbstschmierenden Stopfbüchsenpackungen«, welche aus Baumwollenschnüren, die mit fettigen Substanzen und Talk etc. präparirt sind, bestehen. Bei der Anwendung wird eine dünne Hanflage unter die Liderung gelegt, um das Fortlaufen des flüssigen Fettes zu verhindern, die Schnur wird spiralförmig um die Kolbenstange gewickelt, das obere Ende schräg zugeschnitten, das Ganze auf die untere Hanflage gedrückt; endlich das obere Hanfzöpfchen aufgelegt und der Stopfbüchsendeckel gleichmässig angezogen. Derartige Packungen haben eine mehr als doppelte Dauer der Hanfpackung ergeben. Anmerk. der Redact.

Druck sich schliessen, die Stangen umfassen und auf diese Weise den Abschluss herbeiführen. Nach zwei Jahre andauernden Versuchen sollen diese Dichtungen kaum Abnutzung gezeigt und die Stangen sich rein erhalten haben, sowie Deformation und Abnutzung nie vorgekommen sein. Eine weitere Eigenthümlichkeit dieser Dichtung besteht darin, dass dieselbe selbstthätig wirkt, d. h. jedes Nachlassen des Verschlusses wird sofort durch die Construction selbst ersetzt, ein Nachziehen der Schrauben wird überflüssig. Die genannten Ingenieure wenden zwei Arten dieser Metalldichtungen für Stopfbüchsen an, nämlich:

I. Selbstthätige Metalldichtung für Hochdruck, speciell für Cylinder und Schieberkasten der Locomotiven.

Die Einrichtung derselben ist in Fig. 14 im Längenschnitt und in Fig. 15 in der Längenansicht vorgeführt. Es ist zunächst *A* die Dichtungshülse, aus Composition gegossen; der obere Theil derselben ist conisch geformt und greift in den conisch ausgedrehten Büchsendeckel; der untere Theil ist nahezu cylindrisch, hat aber wiederum einen conisch geformten Theil bei *D* und reicht nach unten noch in den ringförmigen Raum der Büchse, in welchem gewöhnlich der Büchsenring sitzt, der aber hier wegfällt. Die Dichtungshülse besteht aus zwei Schalen (Fig. 16), welche genau in einander sich fügen nach gezeichnetem Schnitte.

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16



Die Metallhülse *B*, von Messing oder Eisenblech gedacht, nimmt die Dichtungshülse in sich auf und ist unten umgebogen. Auf dieser Hülse befindet sich eine ringförmige Scheibe *C*. Der vor der Scheibe und der Hülse gebildete ringförmige Raum *D* ist mit Composition ausgefüllt, um einen weiteren Verschluss zwischen Hülse und Büchsenwand zu erzeugen. *E* ist eine Feder aus Stahl, welche bis auf 2 mm zusammengepresst wird; dieselbe trägt die Metallhülse und die conische Dichtungshülse und hat das fortwährende Bestreben, die letztere in den Deckel zu pressen. Der Stopfbüchsendeckel *F* trägt in seinem oberen Theile ein Oelgefäss, welches einen Hanfzopf aufnimmt, der die Stange umgiebt und lediglich die Bestimmung hat, die Kolbenstange fett zu erhalten. Man schüttet nur so viel Oel auf, damit dieser Hanfzopf

gedrehten Ringes angepresst, welcher entweder durch die gewöhnliche Stopfbüchsbrille oder durch besondere Schrauben etc. angezogen wird.

Die Figuren 19—21 (p. 473) zeigen die Fairlie'schen Dichtungen für ein nachgiebiges Dampfrohr mit der patentirten Metallpackung. *A A* sind die aussen conisch gedrehten zerschnittenen Ringe; *B* ist der conisch ausgedrehte Pressring, welcher durch die Schrauben *C C* angezogen werden kann. In Fig. 20 umschliessen die Ringe *A* noch ein Kugelgelenk *D* am Ende des Dampfrohres, gegen welches dieselben ebenfalls von dem Ringe *B* mittelst der Schrauben *C* dampfdicht angezogen werden.

Fig. 21 zeigt diejenige Anordnung, wie dieselbe für die gewöhnlichen Kolben- und Schieberstangen geeignet ist. Hierbei ist die Stopfbüchse *E* sowohl, wie auch die Brille *B*, conisch ausgedreht, und letztere bewirkt in leicht ersichtlicher Weise das Andrücken der Ringe *A* an die Stange.

§ 17. Anderweite Systeme der Metallpackungen. — An die vorstehend näher beschriebenen Metallliderungen, welche sich, beiläufig bemerkt, im Grossen und Ganzen keiner allgemeinen Aufnahme zu erfreuen gehabt haben, reihen sich eine grosse Zahl Constructionen für Metallverdichtungen an, von welchen wir die bekanntesten nachstehend aufzählen und erläutern:

a) Die Metallliderung von Weatherly & Jordan, welche Zinnringe von trapezförmigem Querschnitt anwenden.

b) Die Chamont'schen Liderungsringe, bestehend aus Metallringen, die in einer conischen Schraubenlinie gewunden sind und deren je zwei, mit ihrer breiten Seite aufeinander gestossen, in die entsprechend geformte conische Stopfbüchse eingelegt und sodann wie gewöhnlich durch den Stopfring zusammengepresst werden.

c) Die Liderung von Clark, bestehend aus einem cylindrisch gebogenen und aufgeschnittenen Blech von Messing, mit einer starken Zinnschicht überzogen, welches die Kolbenstange in concentrischer Form umschliesst und durch einen Kautschukring von aussen gegen dieselbe gepresst wird.

d) Die patentirte Metallliderung nach System Zeiss. Die fragliche Liderung besteht in einer Metallschraube, aus einer bestimmten plastischen Composition dargestellt, deren Zusammensetzung Geheimniss des Erfinders ist, und welche, infolge ihrer Geschmeidigkeit, durch den Druck des Stopfbüchsendeckels eine partielle Streckung des Querschnittes ermöglichen soll.

e) Steding's verbesserte Metallstopfbüchse. (Hierzu Fig. 9 u. 10, Taf. XXIII.) Die Packung der Stopfbüchse besteht aus zwei oder mehreren zweitheiligen Metallringen *a a* und aus einem dieselben umgebenden elastischen Dichtungsmaterial (Segeltuch, Gummi etc., für hohe Temperaturen Asbest), welches die Metallringe an die Stange presst und die Fugen derselben verschliesst. Die Metallringe *a a* sind zwischen zwei unverrückbar befestigten Flantschen *b* und *c* genau eingepasst und um 90° gegeneinander versetzt.

Das umgebende Dichtungsmaterial greift nach beiden Seiten über vorspringende, mit ringförmigen Nuthen versehene Theile der Flantschen und wird durch ein Schellenpaar zusammengepresst, wobei eingelegte Blechstücke ein Herauspressen des Dichtungsmaterials an den Fugen verhindern.

Bei Neuerungen tritt der Cylinderdeckel an Stelle des Flantsches *b*.

Die vorliegende, bereits mit Erfolg ausgeführte Construction kann der grossen Einfachheit und Zugänglichkeit wegen bestens empfohlen werden.

f) Wiedermann'sche Metalldichtung für Kolbenstangen. (Hierzu Fig. 7 u. 8 Taf. XXIII.)

Diese, von dem Werkmeister der Oberschl. Eisenbahn Wiedermann construirte und patentirte Metalldichtung besteht dem Wesen nach aus den getheilten Compositions-Ringen *e*. Zwei derselben umschliessen die Kolbenstange, während die andern beiden nach oben hin abdichten. Durch das Ziehband *f* mit der Scheere *m* werden dieselben an die Kolbenstange gepresst. Der seitliche Verschluss wird durch die beiden Flantschen *g* und *h* mit den getheilten Büchsen *d* und *n*, und der Linse *i* bewirkt, welche ein schräges Anziehen des Flantsches *h* ausgleicht. Der Raum, in welchem bislang der Hanf untergebracht war, wird durch die verlängerte Grundbüchse *c* und die Büchse *d* ausgefüllt. Bei Kolbenstangen mit verschwächtem Conus *p* fallen die getheilten Büchsen *d* und *n* fort, weil dadurch ein directes Aufbringen der Flantsche gestattet ist.

Die Königl. Direction der Oberschl. Eisenbahn hat diese Dichtung an zwei Locomotiven verschiedener Gattung behufs Anstellung von Versuchen anbringen lassen, und haben dieselben bis jetzt ergeben, dass die Abnutzung der, aus einer Mischung von Blei, Zinn und Antimon bestehenden Ringe nach viermonatlicher ununterbrochener Dienstzeit der beiden Locomotiven ungefähr einen Millimeter beträgt, also ungefähr noch acht Monate benutzt werden können. Die Unterhaltungskosten sind sehr gering, da die abgenutzten Ringe wieder eingeschmolzen werden können, und stellen sich jährlich auf ungefähr 2,50 Mark pro Locomotive.

Bei stationären Maschinen stellen sich infolge längerer Ausnutzung die Unterhaltungskosten noch bedeutend geringer.

Die Kolbenstangen werden durch diese Dichtung sehr geschont und scheinen nach längerem Gebrauch wie polirt.

g) Metallische Stopfbüchsendichtung von G. A. A. Middelberg, Obermaschinen-Ingenieur der Holländ. Eisenbahn in Amsterdam. (Hierzu Fig. 11—14, Taf. XXIII.)

Diese, nachstehend beschriebene, höchst einfache Construction ist allgemein auf dem nördlichen Netze der Niederländischen Staatsbahn eingeführt. Auf Taf. XXIII ist in Fig. 11 und 12 die Construction für Kolbenstangen und in Fig. 13 und 14 die für Schieberstangen dargestellt.

Ein Dichtungsring *A* aus einem Stücke wird genau um die höchst sorgfältig polirte Kolben- resp. Schieberstange gedreht und geschliffen mit Amarilpulver und Oel.

Die Zusammensetzung dieses Metallringes ist:

45 Theile Zinn
45 » Blei und
10 » Antimon.

Dieser Ring schliesst nach der Aussenseite conisch und dampfdicht in die Stopfbüchse *B*, wofür man in den meisten Fällen die vorhandene wird nehmen können.

Die Stopfbüchse wird nach Unterlage des kupfernen Ringes *C* fest und dampfdicht gegen den Cylinderdeckel geschraubt.

Der Dichtungsring *A* wird an seinem Platze gehalten durch die Stahlfeder *D*, in Fig. 12 und 14 in Aussenansicht gezeichnet, welche während des Festdrehens der Stopfbüchse *B* zwischen den Ring *A* und den Bodenring *E* festgeklemmt und etwas eingedrückt wird.

Diese Einrichtung, genau ausgeführt und nicht durch ungeschickte Hand verdorben, bewährt sich nach den uns gewordenen Mittheilungen vorzüglich, verursacht keinen Dampfverlust und erfordert sehr wenig Schmiermaterial.

werden vermöge der Stange *z* vom Standpunkte des Maschinisten beliebig geöffnet. In der Regel sind die Schieberkastenhähne mit den Cylinderhähnen durch Hebelwerke verbunden, wie denn auch die Hahnsysteme beider Cylinder resp. Schieberkasten unter sich durch eine gemeinsame Horizontalwelle gleichzeitig bewegt werden.

In Fig. 9, Tafel XXII, ist die Anordnung in der Hauptsache dieselbe, nur sind die Ausströmungsöffnungen nach vorwärts gerichtet und unter 90° abgebogen, so dass eine Reinigung nur schwer möglich ist, weshalb der durchgehenden senkrechten Bohrung mit unterer Verschlussschraube der Vorzug gegeben werden muss. Der Bewegungsmechanismus der Hahnsysteme ist derselbe, wie oben bereits angedeutet.

In abweichender Weise geschieht bei den in Fig. 2 und 3 auf Tafel XXII dargestellten Cylindern und Schieberkasten die Abführung des Condensationswassers des letzteren durch 98 mm weite Röhren *G* mit Drosselventilverschluss *g*, und dient letzteres gleichzeitig als veränderliche Blasrohrklappe bei unveränderlicher Blasrohrmündung des Exhaustors im Rauchkasten. — Nachstehend finden auch einige Constructionen Erwähnung, bei welchen statt der Hähne Ventile angewandt werden.

In Fig. 4, 5 u. 6, Taf. XXVI, ist ein Ausblasventil von B. Port, Ingenieur der Oesterreichischen Nordwestbahn in Trautenau, dargestellt. Das im Gehäuse *a* doppelt geführte Ventil *b* wird durch den gabelförmigen Hebel *c*, welcher sich um den Zapfen *f* dreht und mit dem Zughebel-Mechanismus in Verbindung steht, gehoben, und kann in dieser Stellung des Ventils das Condensationswasser durch die Oeffnung *e* des Gehäuses ausströmen. Bei Umstellung des Zughebels schliesst sich das Ventil sowohl durch sein eigenes Gewicht als durch den Dampfdruck im Cylinder.

Wirkt der Kolben saugend, so hebt sich das Ventil selbstthätig und stellt die Communication mit der äusseren Luft her, was bei Thalfahrten von wesentlichem Vortheile für die Erhaltung der Cylinder ist. — Eine Reinigung der Ventile im Fall einer Verstopfung ist jederzeit leicht zu bewirken. — Diese Construction soll bereits seit 1875 an Maschinen der Oesterr. Nordwestbahn in Verwendung sein und sich gut bewährt haben.

Fig. 28. Fig. 29.

Nebenstehende Fig. 28 u. 29 zeigen die patentirten Ausblashähne von Hayes & Schlacks. — Der Haupttheil des Hahnes besteht aus einer Röhre *A*, welche in die Enden des Cylinders eingeschraubt ist. Das untere Ende dieser Röhre ist durch einen Pfropf *B* geschlossen, welcher eingeschroben ist und der den Sitz eines Kegelventils *c* bildet. Das letztere wird durch den Druck des Dampfes von oben geschlossen und durch die Wirkung eines excentrischen Hebels *D*, der seinen Drehpunkt bei *F* hat, geöffnet. Dieser Hebel wird durch eine Stange *E* bewegt, welche in der gewöhnlichen Weise mit dem Führerstand verbunden ist. Das Ventil *c* stützt sich mit dem Stiel *s* auf das Excentric; wenn das letztere gedreht und in die punktirte Stellung gebracht wird, hebt es das Ventil, und das Wasser in den Cylindern entweicht durch die Oeffnung *g* in der gewöhnlichen Weise.

oberflächen strahlen ausserordentlich wenig und in weit minderem Grade als bei Filzumkleidung.

Das jetzt auch in Deutschland vielfach angewandte Verfahren, Korkholz als Cylinder- resp. Kesselumkleidung zu verwenden, soll in Frankreich, England und Belgien überraschende Erfolge geliefert haben. Nach den von Streubel in Berlin (zunächst nur bei fixen Cylindern und Kesseln) angestellten Beobachtungen, beträgt die tägliche Ersparniss an Kohlen nicht weniger als 6 Mark auf 32 Quadratmeter bedeckter Fläche. Für die Umkleidung der Cylinder etc. mit Korkholz spricht jedenfalls die mit keinerlei Schwierigkeiten verbundene Anwendung, die Billigkeit und Dauerhaftigkeit des Materials, Eigenschaften, welche die anderweiten bisher zur Verhinderung des Wärmeverlustes versuchsweise angewendeten Mittel vermissen liessen. Zwei Versuche, welche im Jahre 1870 von in Berlin domicilirenden Eisenbahngesellschaften mit dem von Streubel präparirten Korkholz bei Locomotiven angestellt wurden, sollen in jeder Hinsicht befriedigt und die Eigenschaft des Korkholzes als schlechtesten Wärmeleiter dargethan haben.[6]).

§ 21. Construction der Dampfschieber, der Schieberflächen und der Dampfcanäle. — Die Dampfcanäle, welche die Zu- und Abführung des Dampfes von und aus dem Cylinder zu vermitteln bestimmt sind, gehen aus von der Schieberfläche des Schieberkastens. Die Dampfcanäle, schmal rechtekig geformt, liegen auf der Schieberfläche, nur durch schmale Stege voneinander getrennt dicht nebeneinander: es sind wie bekannt gewöhnlich drei Canalöffnungen, auch Schieberöffnungen genannt, vorhanden, von denen die beiden äusseren, — die Dampfeingangscanäle, — dazu dienen, den frischen Kesseldampf aus dem Schieberkasten über oder unter den Kolben im Dampfcylinder zu leiten, desgleichen auch den gebrauchten Dampf aus dem Cylinder zurück in den Schieberkasten zu führen, während die mittlere Canalöffnung dazu dient, den im Cylinder gebrauchten, ausgenutzten Dampf in die Atmosphäre ausströmen zu lassen. Das wechselweise Ein- und Ausströmen des Dampfes durch die Dampfcanäle wird durch den Dampfschieber bewirkt, welcher, seiner Form nach Muschelschieber genannt, auf der Schieberfläche durch die Steuerung der Maschine hin- und herbewegt wird. (Vergl. IX. Capitel. Die Steuerungen der Locomotiven.) Die untere Seite des Schiebers, sonach die der Schieberfläche zugekehrte Seite, ist mit einem muschelförmigen Hohlraum construirt, und wird durch die Bewegung des Schiebers bald die Freilegung des einen oder des anderen Schiebercanals, bald die Abdeckung und Abdichtung derselben oder auch die Communication eines Eingangscanals mit dem mittleren, dem Ausgangscanal, — letztere durch den Hohlraum im Schieber — bewirkt und hierdurch bei den verschiedenen resp. Schieberstellungen wechselweise Dampfeingang, Expansion oder Dampfausgang erzielt. Die gewöhnlichen, einfachen Dampfschieber (sogenannte Doppelschieber sollen hier ausser Betracht bleiben) lassen sich unterscheiden in:

1) solche ohne Ueberlappung, d. h. solche, welche die Schieberöffnungen gerade überdecken, ohne weitere Abdeckung der sonstigen Theile der Schieberfläche (s. IX. Capitel »Steuerungen«).

---

6) Das vorzüglichste Material zur Umhüllung der Locomotivcylinder ist unstreitig die sogenannte Schlackenwolle, welche mittelst Einwirkung eines kräftigen Dampfstrahls auf die flüssige Hohofenschlacke in der Georg-Marienhütte bei Osnabrück und anderen Hüttenwerken in grossen Quantitäten erzeugt wird, im hohen Grade ein schlechter Wärmeleiter ist und besser als Filz und Holz der Hitze widersteht. Anmerk. der Redact.

dass dieses Verhältniss das absolut oder relativ zweckmässige sei, ist eine ganz andere Frage, deren Entscheidung der Zukunft vorbehalten bleiben muss. Endlich erklärt dieselbe Bahn die Grösse der Ausströmungsöffnung als »direct abhängig« von der Einströmungsöffnung, und müsse es demnach genügen, wenn der Dampf, welcher aus dem Einströmungscanal kommt, im Ausströmungscanal einen gleichen, oder besser, einen etwas grösseren Durchgangsquerschnitt finde. Allerdings werde die Contraction im Ausströmungscanal und die Geschwindigkeit geringer, je grösser die Oeffnung; da aber mit derselben die Breite des Schiebers und die Reibung desselben wachse, so sei die Erweiterung zweckmässig zu beschränken.

Wir knüpfen an die vorstehenden Betrachtungen der Dampfcanäle noch einige weitere, den Dampfcylinder unmittelbar betreffende, Untersuchungen und zwar insbesondere die Verhältnisse der Dampfwirkungen in den Locomotivcylindern.

§ 27. Praktische Untersuchungen der Dampfwirkung. — Wie schon Eingangs hervorgehoben, dienen die Dampfcylinder zur ersten Kraftaufnahme des Kesseldampfes und gehören demgemäss zu den wichtigsten Organen im Bewegungsmechanismus der Locomotive. Betrachten wir die Dampfwirkung auf den am Ende seines Hubes angelangten Kolben, so ergiebt sich zunächst, dass durch den bei jener Kolbenstellung bereits etwas geöffneten Eingangscanal der Dampfdruck auf die Kolbenfläche einwirkt und, bei der rasch folgenden Totalöffnung des Canals, die Bewegung des Kolbens mit derjenigen Kraft bewirkt, welche immer gleich ist der Differenz der Pressungen auf beiden Kolbenseiten. Wir haben demnach, immer die Arbeitsseite des Cylinders im Auge behaltend, zunächst Einströmung, die möglichst plötzlich anzuwachsen hat, und sodann, ebenfalls plötzliche, Abschliessung der Einströmung und somit Beginn der Expansion. Die Expansion dauert indessen nicht bis zum Ende des Hubes, sondern wird noch vor Ablauf desselben durch die beginnende Exhaustion plötzlich vernichtet.

Auf der Gegenseite des Kolbens herrscht vom Beginn des Hubes an Exhaustion, indem durch den Schieber die Communication zwischen dem Eingangs- und Ausgangscanale vermittelt und hierdurch der gebrauchte Dampf in die Atmosphäre durch das Blasrohr abgeführt wird. Die Exhaustion dauert jedoch nicht bis an das Ende des Kolbenhubes (wie dies eigentlich der Fall sein sollte), denn der Schieberflantsch schliesst alsbald die Verbindung beider Canäle, und es tritt in diesem Momente Compression des noch nicht entwichenen Dampfes ein. Die Compression ist jedoch um so weniger nachtheilig in Hinsicht des auf den Kolben ausgeübten Gegendruckes, je länger und weiter die Admissionscanäle, d. h. je grösser die sogenannten schädlichen Räume sind. Diese letzteren sind demnach in der Praxis minder nachtheilig, als es die rein theoretische Betrachtung erwarten lässt. Die Compression dauert gleichfalls nicht bis zum Ende des Hubes, sondern wird noch vorher durch den neu beginnenden Dampfzulass vernichtet (Voreilungsdampf).

Im Resumé haben wir demnach auf der Arbeitsseite des Kolbens:

1) Dampfeingang,
2) Expansion,
3) Dampfaustritt

und gleichzeitig auf der Gegenseite:

1) Dampfaustritt,
2) Compression,
3) Dampfeingang (Voreilungsdampf).

Nach dieser einfachen Darlegung der bei jedem Kolbenhube sich wiederholenden

von $15^1/_2$ auf $1^3/_8$ Zoll, einem Paar Blasrohre von $2^7/_8$ Zoll Durchmesser, bei 144 Umdrehungen und der beträchtlichen Arbeit von 519 Pferden wurde folgende Tabelle aufgestellt:

1. Länge des Kolbenweges während der Ausströmung. In Zollen.	2. Flächeninhalt der kleinsten Ausströmungsöffnung. In Q.-Zollen.	3. Zeit (tx). In Secunden.	4. Durchschnittsspannung über die Atmosphäre. In Pfunden.	5. Thatsächliche Ausströmungsmenge Ausdruck (1). In Cubikfussen.	6. Quotient (R).
17,85 — 19,4	3,24	0,025	35	0,63	0,564
19,4 — 20	6,49	0,025	23	0,57	0,32
20 — 18	6,49	0,048	15	1,17	0,38
18 — 16	6,49	0,0206	10,5	0,495	0,415
16 — 14	6,49	0,0165	9	0,456	0,50
14 — 12	6,49	0,0143	7,9	0,353	0,46
12 — 10	6,49	0,0136	7	0,324	0,46
10 — 8	6,49	0,0136	6,9	0,332	0,475
8 — 6	4,75	0,0143	6,8	0,294	0,56
				Durchschnitt	0,46

Ein drittes Diagramm, wieder von Locomotive Nr. 204 genommen und zwar beim Abfahren von der Station, liefert mit der starken Admission von 0,9 des Hubes folgende Tabelle. [7])

1. Länge des Kolbenweges während der Ausströmung. In Zollen.	2. Flächeninhalt der kleinsten Ausströmungsöffnung. In Q.-Zollen.	3. Zeit (tx). In Secunden.	4. Durchschnittsspannung über der Atmosphäre. In Pfunden.	5. Thatsächliche Ausströmungsmenge Ausdruck (1). In Cubikfussen.	6. Quotient (R).
20 — 18	8,3	0,0783	3,5	2,56	0,346
18 — 16	8,3	0,0339	13	1,06	0,415
16 — 14	8,3	0,0273	7	0,72	0,43
14 — 12	8,3	0,0235	4,9	0,516	0,44
12 — 10	8,3	0,0225	1,75	0,500	0,59
10 — 8	8,3	0,0225	0,35	0,389	0,88
				Durchschnitt	0,517

Man erkennt sofort bei dem Vergleiche der drei Tabellen, wie bedeutend der Ausströmungswiderstand in der stark arbeitenden Locomotive der zweiten Tabelle gegen den in der ersten ist, und wie auch durch die starke Admission der dritten Tabelle in dieser ein starker Ausströmungswiderstand erscheint, der aber durch den langsamen Gang sehr rasch abnimmt. Aus sämmtlichen Tabellen ist zu ersehen, dass trotz der bedeutenden Ausströmungsöffnungen der Werth von R doch kaum die halbe Höhe der berechneten Ausströmungsmenge (Formel 2) erreicht. Nur gegen das Ende des Hubes hin nähert sich der Werth von R mehr der Einheit und dürfte dies dadurch begründet sein, dass die im Anfange des Schubes mit ausströmende und störend auf das Ausströmen wirkende Wasserbeimischung nach dem Ende hin sehr verringert ist. Untersuchungen von Diagrammen bei Locomotiven mit anderer Canalconstruction, namentlich bei sehr langen Ausströmungsröhren ergaben noch beträchtlich kleinere Werthe von R. So stellte sich letzterer nicht über 0,16 bei einer Condensationsmaschine von 10 Zoll Cylinder, 20 Zoll Hub, 2,89 □Zoll kleinster Ausströmungsöffnung bei einem Ausströmungsrohr von $2^1/_2$ Zoll Durchmesser, 21 Zoll Länge mit vier Biegungen, bei

[7]) Bei den in Europa gebräuchlichen Locomotiven beträgt die stärkste Admission (der höchste Füllungsgrad) gewöhnlich nur 0,7 Procent des Kolbenhubes, oft noch beträchtlich weniger.

einer anfänglichen Ausströmungsspannung gleich der Atmosphäre und einer Condensatorspannung von $8^1/_2$ Pfund unter derselben.

Wie sehr der Werth von R durch die Geschwindigkeit des Kolbens verändert wird und zwar für grössere Geschwindigkeiten grösser, als für kleinere ausfällt, zeigt folgende Zusammenstellung:

Ausströmungs-Oeffnung.					
8,3 Quadrat-Zoll.		6,5 Quadrat-Zoll.		5,94 Quadrat-Zoll.	
Umdrehungen per Minute.	(R)	Umdrehungen per Minute.	(R)	Umdrehungen per Minute.	(R)
240	0,7	210	0,66	180	0,66
188	0,6	198	0,58	135	0,48
187	0,5	168	0,48	125	0,45
160	0,5 — 0,46	122	0,40	110	0,42
120	0,37	120	0,49	84	0,41

Während die Grösse der Ausströmungsöffnung kaum einen Einfluss erkennen lässt, zeigt die Geschwindigkeit eine sehr bedeutende Einwirkung, und muss auch hier wieder der Grund dazu in der Anwesenheit von Wasser gesucht werden, die kleinern Kolbengeschwindigkeiten mehr, grösseren aber weniger Zeit und Gelegenheit zur Condensation und Wiederverdampfung im Cylinder giebt.

Mit Hülfe dieser letzten Tabelle lässt sich bequem der durch die Ausströmungsöffnung verursachte mittlere Widerstand gegen den Kolben für irgend eine gegebene Geschwindigkeit und Ausströmungsöffnung bestimmen. Man berechnet zu diesem Zwecke die mittlere Ausströmungsgeschwindigkeit aus der Kolbengeschwindigkeit allein, dividirt dieselbe durch den betreffenden Werth von R, aus welchem Coëfficienten sodann durch Anwendung der hydrodynamischen Formel die mittlere Exhaustionsspannung resultirt. Natürlich ist dieser mittlere Gegendruck bei grossen Dampfmengen im Cylinder (also hohen Füllungsgraden) grösser als bei kleinen. Ueber den Grad des Einflusses der Dampfmengen giebt die erstere der beiden folgenden Zusammenstellungen, welche einer graphischen Darstellung nach Versuchen mit Locomotiven der Erie-Bahn entnommen sind, einigen Aufschluss, während die Art und Weise, wie die Ausströmungsöffnung auf die Ausströmungsspannung (d. h. auf den Gegendruck des Kolbens) einwirkt, aus der zweiten Tabelle resultirt.

Cylinder 18 × 20 Zoll; Ausströmung $3^1/_2$ Zoll.			
Anzahl der Umdrehungen.	Mittlere Ausströmungsspannung bei einer Endspannung von: 40 Pfd.	30 Pfd.	20 Pfd.
	Pfd.	Pfd.	Pfd.
210	9	6,5	3,3
170	6,5	4,7	2,5
130	4	2,9	1,5
90	2	1,5	0,7
50	0,7	0,5	0,2

Cylinder 18 × 20 Zoll; Endspannung 40 Pfund.			
Anzahl der Umdrehungen.	Mittlere Ausströmungsspannung bei einer Ausströmungsöffnung von: $2^3/_4$ Zoll.	$2^7/_8$ Zoll.	$3^1/_4$ Zoll.
	Pfd.	Pfd.	Pfd.
150	9	7,8	5,2
130	7	6	4,1
110	5	4,4	3
90	3,5	3	2
50	2	1,8	1,2

Die Endspannung bezieht sich bei allen diesen Angaben auf den Beginn der Ausströmung hinter dem Kolben (0,9 des Schubes) und die mittlere Ausströmungsspannung auf die Strecke vom Anfang des Schubes (vor dem Kolben) bis zum Beginn der Compression. Die Diagramme zeigen eine bedeutende Steigerung der Ausströmungsspannung, wenn beide Cylinder durch ein gemeinschaftliches Blasrohr exhaustiren. Bei Admissionen von beinahe der ganzen Schubdauer würde die Ausströ-

mungsspannung bis zu $17^1/_2$ Pfund steigen, um gegen das Ende bis auf $2^1/_2$ Pfund herabzusinken.

§ 28. Schlussfolgerungen. — Die Resultate dieser Untersuchungen berechtigen zu dem Schlusse, dass es vortheilhaft ist in Bezug auf eine möglichst günstige nutzbare Dampfwirkung im Locomotivcylinder:

1) die Exhaustionscanäle thunlichst weit zu machen, damit der Dampf so rasch als möglich entweichen könne;

2) die Anwendung von Ausströmungsregulatoren, welche die Blasrohrpressung und folglich den Gegendruck auf den Kolben erhöhen, thunlichst zu beschränken oder besser ganz zu beseitigen;

3) die Construction sämmtlicher Organe der Steuerung in der Weise zu bemessen, dass eine möglichst vollkommene Benutzung der Expansion zulässig wird.

4) Dass es von ausserordentlicher Wichtigkeit für die effective Leistung ist, den Dampf so trocken als möglich zu verwenden, indem das mit übergeführte, sowie das im Cylinder entstehende Condensationswasser die Ausströmungswiderstände erheblich steigert und auf die Kolbenbewegung hemmend einwirkt. Diese Uebelstände werden aber, wenn auch nie ganz aufgehoben, so doch beträchtlich vermindert durch eine zweckentsprechende Construction und Disposition des Regulators; thunlichste Verkürzung aller Dampfwege, d. h. thunlichst kurze Dampfcanäle für Dampfein- und Ausgang; möglichste Vermeidung der Abkühlung des Dampfes durch geschützte Lage und sorgfältige Verkleidung der Cylinder und Schieberkasten und Vorsicht in der Behandlung, so dass plötzliche Regulatoröffnungen vermieden werden. Selbst bei hochliegender Regulatormündung und tiefem Wasserstande bildet sich bei plötzlicher Oeffnung des Regulatorschiebers (namentlich wenn derselbe nur einfach durchbrochen ist oder nur mit der Aussenkante öffnet und abschliesst) infolge der plötzlichen Pressungsdifferenz ein Wasserkegel, dessen Spitze reichliche Wassermengen in das Dampfrohr hineinspritzt, indem der Dampf denselben Weg verfolgend, beträchtliche Wassermassen mit sich fortreisst.

C. Ueber Kolben und deren Dichtungsringe.

§ 29. Kolben. — Die zur directen Kraftaufnahme des Kesseldampfes bestimmten Maschinentheile, die Kolben, sind vermöge ihrer Fläche und des pro Hub zurückgelegten Weges die bedingenden Factoren der Locomotivleistung. Der Druck p_1 jedoch, welchen der Kesseldampf im Cylinder pro Einheit der Kolbenfläche ausübt, ist bekanntlich eine Function der Belastung der Sicherheitsventile, d. h. des Kesseldruckes p; des Expansionsgrades — mithin der Einströmungsdauer, des Wassergehaltes, der Länge der Dampfwege etc. — und hiernach wird sich der Coëfficient richten, mit welchem der (bekannte) Kesseldruck p zu multipliciren ist, um den im Cylinder thätigen (unbekannten) Dampfdruck p_1 annähernd zu finden. Wir nennen den letztern den specifischen Druck (Arbeitsdruck) und bemerken nur, dass derselbe in Bezug auf die Länge des Kolbenweges sehr variable Werthe durchläuft, d. h. von einem bestimmten Maximum (das im Beginn des Hubes herrscht) bis nahe zum Drucke einer Atmosphäre herabsinkt, infolge der vor Ablauf des Kolbenweges bereits beginnenden Exhaustion, welche die weitere Expansion des Dampfes sofort aufhebt. Es kann sich also für die Praxis nur darum handeln, einen mittleren, der Wahrheit möglichst nahe kommenden Werth für den im Cylinder herrschenden Dampfdruck zu ermitteln; es wird

dabei, abgesehen von der Expansionswirkung etc., gewöhnlich vorausgesetzt, dass der Dampfdruck auf der ganzen Länge des Kolbenweges constant sei, so lange die Oeffnung des Dampfcanales fortdauert, d. h. so lange überhaupt Einströmung des Kesseldampfes in den Cylinder stattfindet. Für die Praxis wird der auf die ganze Länge des Hubes constant zu denkende mittlere Dampfdruck gewöhnlich $p_1 = 0,65\, p$ gesetzt, während es den Thatsachen näher kommen dürfte, $p_1 = 0,50\, p$ zu setzen, und wird in der That diese letztere Grösse von vielen Locomotivconstructeuren als Nutzeffect des Kesseldampfes bei Berechnung der Zugkraft neu zu erbauender Locomotiven zu Grunde gelegt, indem man alsdann sicherer ist, entsprechend kräftige Motoren zu erhalten.

§ 30. Kolbendurchmesser. — Die lichte Cylinderweite, im Kolbenwege gemessen, bestimmt den Durchmesser des Kolbens, und daher ist es gestattet, wie bereits im Eingange angedeutet wurde, Kolben- und Cylinderdurchmesser zu identificiren, obgleich ersterer, behufs Einführung in den Cylinder, von kleinerem Durchmesser ist, und erst durch die den dampfdichten Abschluss vermittelnden Ringe auf das genaue Maass der Cylinderweite gebracht wird, worauf wir bei Gelegenheit der Kolbenringe eingehender zurückkommen.

In Betreff der verschiedenen Cylinderdurchmesser beschränken wir uns darauf zu bemerken, dass dieselben bei den gewöhnlichen Normaltypen von 300—500 mm variiren, je nach den Zwecken, welchen die Locomotive dienen soll, und verweisen wir bezüglich des Weiteren auf Capitel XVII und XVIII dieses Werkes.

§ 31. Absolute Grössen des Kolbenweges. — Der Kolbenweg (Cours, Hub) ist durch den mechanischen Zusammenhang mit der Kurbel vorgezeichnet und daher immer gleich dem doppelten Werthe des mechanischen Armes der Kurbel, Achsencentrum bis Zapfencentrum, folglich gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises. Da der letztere Werth durch das praktisch zulässige Verhältniss zwischen Kraftarm und Lastarm beschränkt wird, so sehen wir hierdurch indirect auch den Kolbenhub in diese Grenzen verwiesen. Bei Vergleichung einer grossen Anzahl von Locomotiven in normalen Typen, finden wir die Hublängen von 500—650 mm differirend; bezüglich näherer Angaben verweisen wir auf die bereits im vorigen Paragraphen angegebenen Capitel XVII und XVIII.

§ 32. Verhältniss zwischen Kolbenhub und Kolbendurchmesser. — Bei allen Locomotiven normaler Bauart ist der Kolbendurchmesser (d) kleiner als der Kolbenweg (l). Das Product beider misst die absolute Arbeit des Dampfes, der Quotient beider drückt das relative Kraftmaass der Umsetzung aus. Im Allgemeinen wird für schnell arbeitende Motoren der Kolben gross, der Hub klein ertheilt werden müssen, während bei langsamer arbeitenden Maschinen das Gegentheil angezeigt erscheint.

Allgemeine Verhältnisse. Vergleichen wir die Hubverhältnisse einer grösseren Anzahl Locomotiven, indem wir den Kolbendurchmesser = 1 setzen, so resultiren

1) für Vierkuppler 1,450 m,
2) - Sechskuppler 1,374 m,
3) - Achtkuppler 1,236 m

als Durchschnittswerthe, beziehungsweise $1^1/_2$, $1^1/_3$ und $1^1/_4$. Der Quotient $\left(\frac{l}{d}\right)$ ist also am grössten bei den Personenzugmaschinen und am kleinsten bei den Güterzugtypen, und zwar um so kleiner, je mehr die Zugkraft in den Vordergrund der Construction tritt.

§ 33. Verhältniss zwischen der Capacität der Cylinder und der Capacität des Dampferzeugers. — Es bedarf keines Hinweises, dass die Capacität der Cylinder mit der Capacität des Kessels, d. h. mit dem Dampfbildungsvermögen in richtigem Verhältnisse stehen müsse. Maschinen mit grossen Cylindern müssen daher entsprechend grosse Heizflächen aufweisen, wofern die Leistung dauernd verlangt wird.

Untersucht man zunächst das Verhältniss zwischen Kolbenfläche und Heizfläche $\left(\frac{f}{F}\right)$, wobei wir wiederum an den Vergleich einer grösseren Zahl ausgeführter Motoren anknüpfen, so ergeben sich, wenn die Kolbenfläche als Einheit betrachtet wird, die nachfolgenden Quotienten:

1) Bei Personenzugmaschinen:
Kolbenfläche zur totalen Heizfläche $^1/_{700}$ bis $^1/_{900}$,
- - directen - $^1/_{46}$ - $^1/_{64}$.

2) Bei Sechskupplern:
Kolbenfläche zur totalen Heizfläche $^1/_{600}$ bis $^1/_{1500}$,
- - directen - $^1/_{48}$ - $^1/_{64}$.

3) Bei Achtkupplern:
Kolbenfläche zur totalen Heizfläche $^1/_{950}$ bis $^1/_{1180}$,
- - directen - $^1/_{46}$ - $^1/_{58}$.

Auch bezüglich der §§ 32 und 33 verweisen wir auf die in Capitel XVII und XVIII enthaltenen näheren Angaben.

§ 34. Construction der Locomotivkolben. — In Betreff der Kolbenconstruction finden wir heute bei allen neueren Locomotiven die sogenannten schwedischen Kolben fast allgemein verbreitet. Die Typen mit Pressringen sind überwunden. Bei der Mehrzahl der Locomotiven sind die Kolben aus Schmiedeeisen; bei einigen aus Bessemerstahl, wie denn derselbe für alle Maschinentheile der Locomotive, von den Achsen und Bandagen ganz abgesehen, eine täglich gesteigerte Verwendung findet. Manche Kolben sind mit der Stange aus dem Ganzen gestreckt (Belgische Staatsbahn), worauf bei Gelegenheit der Fabrikation näher zurückgekommen wird. Die Verwendung des Gusseisens zu Kolbenkörpern scheint heute, wenigstens bei allen besseren Constructionen, ausgeschlossen und wird nur von wenigen Bahnen beibehalten. Ueberhaupt ist die Verwendung des Gusseisens im Locomotivbau, mit der stetig wachsenden Vervollkommnung der mechanischen Schmiedeprocesse, eine sehr beschränkte geworden und reducirt sich auf wenige Theile, die der Form nach nicht wohl anders herzustellen, oder doch unverhältnissmässig hohe Herstellungskosten bereiten würden. Von Gusseisen werden gegenwärtig vorzugsweise nur die Dampfcylinder angefertigt, während die Cylinderdeckel bereits oft von Schmiedeeisen hergestellt wurden, ebenso auch die Schieberdeckel. — Versuchsweise sind auch bereits die Dampfcylinder aus Stahlguss hergestellt, ohne dass indess diese Neuerung viel Nachahmung gefunden hätte. Ausser den Dampfcylindern werden meistens die Dampfeinlass-Regulatoren und verschiedene Rohrvertheilungsstücke der Dampfein- und Ausgangsröhren von Gusseisen hergestellt, während die letzteren selbst ebenso oft aus Kupfer gefertigt werden.

In England und Belgien, wo auf thunlichste Gewichtsverminderung der Locomotive Werth gelegt wird, werden diese Rohre ebenfalls aus Kupfer hergestellt, die zwar theurer als gusseiserne, jedoch eine erhebliche Gewichtsreduction der Rauchkammer etc. erzielen lassen; (wie denn diese Bestrebungen einer absoluten Verminderung des Gewichtes bis zum Hohlbohren der Kolbenstangen getrieben

stellung von Dampfkolben, insonderheit für die Anfertigung der Kolbenringe verwandt werden, da alle oben erwähnten Manipulationen mit besonderer Sorgfalt und Sachkenntniss vorgenommen werden müssen.

Einer besonderen Kolbenconstruction von Maschinenmeister Gross, in Aalen, sei hier noch Erwähnung gethan, und lassen wir dessen Beschreibung und Begründung nachstehend folgen. (Hierzu Fig. 5 u. 6, sowie Fig. 18 u. 19 auf Taf. XXIII.)

Die Dampfkolben mit selbstspannenden, gusseisernen Ringen haben mit Recht allgemein Eingang gefunden. Der Grund, warum diese einfachste Construction sich nicht überall gleich bewährte, lag wohl darin, dass einige wesentliche Punkte bei deren Anwendung nicht immer genügend beachtet worden sind.

Diese Punkte sind folgende:

1) das zu verwendende Gusseisen muss zäh und hart, aber insbesondere dicht und gleichförmig sein;
2) der Ring soll, nachdem er ausgeschnitten und zur Erzielung der nöthigen Spannung zusammengedrückt ist, noch einmal genau nach der lichten Weite des Cylinders abgedreht werden und sind hierbei Differenzen von nur über 1 mm zu beachten;
3) die Ringe müssen seitlich genau in die Nuthen passen und dürfen deren seitliche Berührungsflächen mit dem Kolbenkörper nicht zu schmal sein, indem sonst eine rasche Abnutzung stattfindet.

Will man nun bei der gewöhnlichen Kolbenconstruction dem Punkt 3) genügen, so muss man Ringe von verschiedener Breite b in Reserve halten, und haben wir hier z. B. etwa 15 Sorten von $b = 33$ bis 42 mm nöthig.

Der Umstand, dass die Ringe über den Kolbenkörper hergezogen werden müssen, gestattet überdies nicht, denselben eine grössere Dicke zu geben, bei der die seitliche Abnutzung geringer wäre.

Ferner braucht man, um dem Punkt 2) zu entsprechen, verschiedene Ringe für die älteren und neueren Cylinder, da sich nach 10 Jahren schon Differenzen in der Lichtweite bis zu 3 mm und mehr zeigen, auch wenn die Cylinder anfangs genau gleich gewesen sind. Zwar kann man bekanntlich die Ringe an die Cylinderwandung anhämmern, dies erfordert aber grosse Achtsamkeit und wird damit vielfach mehr verdorben als gut gemacht.

Es erübrigt also nur, dass man eine grosse Anzahl von Ringen hält, die einestheils verschiedene Breiten, anderntheils den richtigen Durchmesser haben, und ist dies für den Betrieb sehr unbequem.

Um dies zu vermeiden, hat Gross vor zehn Jahren für Gussringe einen Kolbenkörper construirt, und sind hiervon seitdem etwa 50 Kolben von 14 bis 19″ engl. angefertigt worden, die sich gut bewährt haben.

Derselbe besteht, wie auf Taf. XXIII, Fig. 5 ersichtlich, aus dem Körper A, dem Mittelstück B und dem Deckel C. Alle drei Theile sind in rohem Zustande (s. Fig. 6) von Schmiedeeisen oder Stahl leicht herzustellen.

Der Körper ist mit Keil auf die Stange befestigt und wird überdies aufgepresst, kann aber abgenommen werden, wenn ein Geradrichten der Stange nothwendig wird.

Der Deckel, genau über den Körper eingepasst, wird durch einen Stift an der Drehung gehindert und durch eine Mutter von Rothguss D festgehalten, die durch das Umlegen der darunter liegenden, mit dem Deckel verbundenen Kupferscheibe gegen das Losewerden gesichert ist (Muttersicherung des Herrn Ingenieur Brown in Winterthur).

wesentlich besser als schmiedeeiserne. Sie besitzen die Form der nebenstehenden Fig. 37. Es sollen sich bei ihnen die eingedrehten Ringnuthen viel weniger ausschlagen, als bei letzteren, den schmiedeeisernen. Die Kolben werden mit so geringer Wandstärke gegossen, dass sie sogar etwas leichter ausfallen sollen, als schmiedeeiserne Kolben, gleichen Durchmesser in beiden Fällen vorausgesetzt. Verschiedene Kolben wurden vor ihrer Verwendung unter der Einwirkung des Fallklotzes auf ihre Widerstandsfähigkeit erprobt. Die Kolbenstange ist mit einem schwachen Conus sorgfältig eingepasst und vernietet. Diese einfache Befestigung hat sich vollständig bewährt. Die drei Löcher *n* in der einen Kolbenfläche dienen zur Entfernung des Kernes und werden nach dessen Beseitigung verschraubt. Wichtig für die Güte dieser Kolben ist die grösste Sorgfalt beim Einformen, damit überall eine gleichmässige Wandstärke erzielt werde.

Fig. 37.

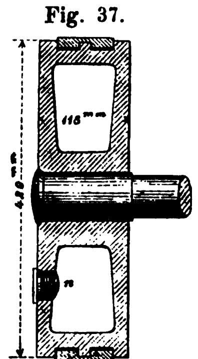


Fig. 24 auf Tafel XXIV zeigt einen ähnlichen gusseisernen Kolben mit breitem, einfachen, selbstthätig federnden Contactringe, dessen innere Peripherie die ausgedrehte Nuth *n* besitzt, welche in einen entsprechenden Grat der Kolbenperipherie eingreift. Es soll durch diese Construction offenbar eine festere Lage des Ringes im Kolben bezweckt werden.

Es sei hierbei eines Umstandes erwähnt, der nachtheilig auf die Verwendung gusseiserner Hohlkolben einwirkt und die grösste Vorsicht bei Herstellung derselben erheischt. Es ist dies die nur schwer zu controllirende richtige Lage des Kerns, durch welchen beim Gusse der Hohlraum des Kolbens gebildet wird. Eine nicht ganz genaue Lage desselben ruft sofort ungleiche Wandstärken des Kolbenkörpers und hierdurch Spannungen im Guss hervor, wodurch leicht ein Zerspringen desselben entstehen kann. — Die immerhin kleinen Oeffnungen *n*, deren gewöhnlich drei vorhanden sind und welche zum Entfernen des Kerns dienen, lassen nur ungenügend die richtige Lage desselben constatiren. Auch liegt der Kern nur durch sogenannte Kernstützen in der Gussform gestützt, so dass ein Versetzen desselben durchaus nicht ausgeschlossen erscheint, abgesehen davon dass die Kernstützen leicht Undichtigkeiten in den Kolbenwandungen verursachen. Eine ungleichmässige Spannung im Guss der Kolbenwände wird leicht ein Zerspringen derselben im Gefolge haben, wodurch dann weiter eine Zertrümmerung der Cylinderdeckel, ja selbst der Cylinder herbeigeführt werden kann.

Die Figuren 17 und 18 auf Tafel XXIV führen einen offen gegossenen gusseisernen Kolben schwedischen Systems vor Augen. $a\ a_1$ sind die zwei, hier getrennt liegenden Dichtungsringe. Die durch beide Cylinderdeckel geführte Kolbenstange *C* ist im gusseisernen Körper *B* des Kolbens cylindrisch und greift vermöge des gedrehten Ansatzes *n* in denselben ein, während der Anzug auf der Gegenseite vermöge Schraubengewinde *r* und Mutter *m* erfolgt.

Der Abschluss des Hohlraums des Kolbens durch eine Blechplatte müsste indess durch Schraubenbolzen gesichert werden, da eine dauerhafte Vernietung des gusseisernen Kolbenkörpers unmöglich sein dürfte.

Die Oldenburgische Eisenbahn besitzt gusseiserne Kolben nach der Zeichnung Fig. 34 auf Tafel XXIV. Der durch eigene Spannung anschliessende Dichtungsring besteht aus Schmiedeeisen, aussen mit einer Zinkcomposition umgossen. Die Construction hat sich zwar bewährt, indessen werden für weitere Beschaffungen die eintheiligen schwedischen Kolben mit gusseisernen Dichtungsringen vorgezogen.

man dieselbe auf *K* legt und den Dampfhammer auf ihre gerade Rückenfläche *M* einwirken lässt.

Es gehört viel praktische Erfahrung dazu, die richtige Form solcher Scheiben (Gesenke) zu bestimmen und zu erzielen, dass die einzelnen Eisenmassen sich so in sich verschieben, wie die gewünschte Endform des Schmiedestückes, — hier also des Kolbens — verlangt. Da der Mitteltheil des Gesenkes oben geschlossen ist und hierdurch die Form des Kolbentheils, in welchem später die Kolbenstange befestigt wird, bedingt ist, — so muss die Gesenkform danach construirt werden, dass ein ringförmiges Strecken des zum Kolben bestimmten Rohpackets erzielt wird, und die Eisenmasse vor den wiederholten Schlägen des Dampfhammers auszuweichen und sich in die gewünschte Form zu schmiegen im Stande ist.

Man schlägt hierbei nacheinander verschiedene eiserne Ringe von entsprechender Querschnittsform und stufenweise grösserem Querschnitt mittelst des Dampfhammers in den scheibenförmigen Rohkolben hinein, wodurch derselbe zur erforderlichen Form auseinander getrieben wird.

Will man den Kolben aus zwei derartigen, im Gesenk erzeugten Platten zusammenschweissen, so ist eine der beiden mit einem Loche *m* zu versehen, damit die Luft entweichen kann. Die ringförmigen zu schweissenden Flächen *c c* (vergl. Fig. 35, p. 495) sind vor der Schweissung auf der Drehbank sorgfältig abzudrehen, damit sie genau aufeinanderschliessen, und dann erst in Weisshitze zu versetzen. Das Schweissen beider Scheiben, deren Concavitäten immer gegeneinander gewendet sind, wodurch ein Hohlkolben entsteht, erfolgt in einem Ringe (von entsprechender Höhe), doch natürlich ohne Anwendung der Formscheibe *F*, direct unter den Schlägen der geraden Fläche des Dampfhammers.

Wenn der Kolben auf beiden Seiten zu façonniren ist, so ist es in der Regel nothwendig, die Arbeit in zwei Hitzen auszuführen, da durch Erkaltung des Stückes unter dem Einfluss der Deformationen leicht Risse in den Kolbenflächen zum Vorschein kommen, die das Stück eventuell ganz unbrauchbar machen. Bei doppelseitiger Façonnirung enthält die Basis des Amboses *A* (vergl. Fig. 39), die Gesenkeinlage *N*, welche der Façonnirung des Kolbens entspricht, während ein gleichgestaltetes Gesenk *M*, jedoch in umgekehrter Lage von oben her durch den Dampfhammer in den scheibenförmigen Körper des Primitivkolbens *K* eingeschlagen wird. Man wird diese Operation immer in zwei Hitzen vorzunehmen haben und dem Kolben den erforderlichen Spielraum in der Form belassen müssen, da durch die beiderseitige Materialverdrängung eine Zunahme des Durchmessers der Scheibe mit Nothwendigkeit bedingt wird. Behufs Herausnahme des geschmiedeten Kolbens ist das Ganze sammt dem Ringe *S* umzukehren, hohl zu stellen und vermöge zweier aufgesetzten massiven Bolzen den Kolben sammt Gesenken aus der Form herauszutreiben, wozu man sich der rammenden Schläge der geraden Bahn des Dampfhammers bedient.

Fig. 39.

Noch einfacher ist das auf vielen deutschen Fabriken geübte Verfahren der Kolbenfabrikation, wobei man den Kolbenkörper *L* direct aus der vorgeschmiedeten und gut

ausgepressten Luppe mit Hülfe des umgekehrten gusseisernen Gesenkes G, welcher vermöge Handhabe und nach Augenmaass centrirt auf die Eisenmasse aufgehalten wird, und auf dessen Oberseite der Dampfhammer einwirkt, herstellt, wie Fig. 40 deutlich zeigt. Die ringförmige Begrenzung der Form ist durch von aussen warm aufgelegte Ringe $r\ r$ entsprechend verstärkt. Im Uebrigen bleibt das Verfahren genau dasselbe, wie es oben bereits näher geschildert wurde.

Fig. 40.



Einzelne Bahnwerkstätten und Locomotivfabriken ziehen die Herstellung der Kolbenstangen und Kolben (die hier nur aus einer einfachen Scheibe bestehen) aus einem Stücke vor (vergl. Fig. 36, p. 495), eine Anordnung, die jedoch den sehr bedeutenden Nachtheil hat, dass die Kolbenstangen hierbei nicht aus Stahl geschmiedet werden können, sondern aus Rücksicht auf die Solidität der Schweissung aus Eisen hergestellt werden müssen, wie der Kolbenkörper selbst (man müsste denn das Ganze aus Stahl strecken) und ferner, dass im Falle eines etwaigen Stangenbruches das ganze theure Stück verdorben ist.

Der geschweisste Rohkolben gelangt in die Dreherei, behufs Vollendung, wobei zu bemerken, dass die Rohdimensionen des aus der Schmiede hervorgegangenen Kolbens entsprechend grösser sein müssen, als die des fertigen Stückes. Haben wir es z. B. mit Kolben zu thun für 450 mm Cylinderdurchmesser, so dürfte der fertig ajustirte Durchmesser des Kolbens ca. 446 mm zu betragen haben, der geschmiedete Rohdurchmesser dagegen mindestens 460 mm, wegen Rücksichtsnahme auf das Abdrehen der Peripherie. Aehnliches gilt für die Kolbendicke wegen Abdrehung der beiderseitigen Parallelflächen, wofür 12 mm in Rechnung zu bringen sind. Wir haben daher im angeführten Falle folgende Grössen:

Cylinderdurchmesser	=	450 mm,
fertiger Kolben	= ca	446 mm,
roher Kolbendurchmesser	=	460 mm,
fertige Kolbendicke	=	128 mm,
rohe Kolbendicke	=	140 mm.

Betrachten wir die Grundform des heute allgemein gebräuchlichen schwedischen Kolbens und seinen Dichtungsmodus, so ist ersichtlich, dass es nicht leicht ist, denselben dampfdicht auszuführen und dampfdicht zu erhalten. Wie soeben gezeigt wurde, ist der Kolbendurchmesser stets kleiner als die lichte Cylinderweite, die Ringe springen daher stets um eine gewisse Grösse aus der Kolbenperipherie hervor, da eben nicht diese, sondern jene ersteren — die Ringe — den dampfdichten Abschluss zu übernehmen bestimmt sind.

Der Ring bietet demzufolge, d. h. durch seinen Austritt oder Vorsprung vor dem Kolbenkörper, dem Dampfe Gelegenheit, zwischen Kolben und Cylinder in den verbleibenden Spalt einzudringen und es kann der Durchtritt des Dampfes nach der anderen Kolbenseite nur in dem Falle verhindert werden, wenn man im Stande ist, alle vier Flächen des Kolbenringes mit dem Kolbenkörper und dem Cylinder gleichzeitig dampfdicht herzustellen. Dieses ist indessen bei der gewöhnlichen Construction dieser Kolben unmöglich, da der Ring behufs Einlegung in die Nuth über den Kolben-

körper aufgezogen werden muss. Selbst wenn es möglich wäre, den Kolben entsprechend herzustellen, so werden nach einiger Zeit infolge Ausschlagung resp. seitlicher Abnutzung die Kolbenringe die in Fig. 41 gezeichnete Lage haben, mithin nicht mehr die Nuthbreite ausfüllen und daher unbedingt Dampf durchlassen. Ferner soll aber auch der Ring dicht am Kolben, bei *i*, anliegen. Durch Abnutzung des Ringes bildet sich dort ebenfalls ein Spielraum, welcher dem bei der Zunge des Kolbenringes eintretenden Dampfe Gelegenheit zum Entweichen darbietet. Bei einem grossen Maschinenstande ist es für die Reparatur jedenfalls ein Uebelstand, dass namentlich die in ihrer Höhe ausgeschlagenen Kolbenringe nicht nachregulirt und wieder verwendet werden können, da sie die Nuthen im Kolbenkörper nicht mehr ausfüllen. Ebenso können die Ringe nicht in die Cylinderfläche eingepasst (eingehämmert) werden, da sie wieder über den Kolbenkörper auseinander gezogen werden müssen. Bei allen unrunden Cylindern ist dies jedoch durchaus nothwendig. Bei Schnell- und Personenzugmaschinen, welche mit grosser Kolbengeschwindigkeit arbeiten, wird der Dampfverlust, entstanden durch die Anwendung dieser Kolben, weniger bedeutend sein. Bei Güterzugmaschinen mit geringer Kolbengeschwindigkeit wird der Dampfverlust am bedeutenderen Brennmaterialverbrauch bemerklich werden. Von diesem Standpunkte betrachtet, erscheint die doppelte Führung der Kolbenstange gerade bei schwedischen Kolben vortheilhaft, wenn vorausgesetzt werden darf, dass die Tendenz zum Ecken des Kolbens, resp. der Ringe, hierdurch vermindert wird, wodurch dem vorzeitigen Ausschlagen der Expansionsringe gleichzeitig mit begegnet würde. Ob diese mehr oder weniger theoretische Voraussetzung in der Praxis zutrifft oder nicht, wird die nächste Zukunft lehren, da man heute sehr allgemein jene doppelte Kolbenführung anwendet, indem man die Stange durch beide Cylinderdeckel in Stopfbüchsen führt, Erfahrungen mithin nicht ausbleiben können.

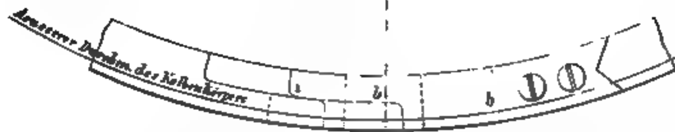
Fig. 41.

Zur Vermeidung des Dampfverlustes bei schwedischen Kolben sind mannigfache Vorschläge gemacht; als zweckmässig anzuerkennen sind Knoepke's Selbstspanner mit verbessertem Schluss, deren Beschreibung wir hier folgen lassen. Dieselben verhüten, dass der Dampf durch die Schnittstelle der Kolbenringe, welche sich bei Abnutzung derselben immer mehr erweitert, hindurch trete, indem diese Oeffnung durch ein auf dem Ringe befestigtes Dichtungsstück abgeschlossen wird, wie in Fig. 42 und 43 näher dargestellt ist.

Fig. 42.



Fig. 43.



Das Metallstück *b b* ist durch Prismaende und zwei Schrauben fest auf den gusseisernen Kolbenring derart verschraubt, dass ein Locker- oder Undichtwerden

nicht zu befürchten ist, da der Ring genau in die Nuth des Kolbenkörpers passt, und deshalb die mit verdeckten Schrauben sich nie lösen können; damit der Verschluss ein möglichst dichter sei, ist die Auflagefläche, sowie die Reibungscurve *i* dicht aufgeschliffen. Das auf halbe Breite abgesetzte Führungsende *b* wird bei seiner Verlängerung hinter der dichten Reibungscurve durch den Rand des Kolbenkörpers gedichtet.

Da bei längerem Gebrauch die Kolbenringe in den Nuthen des Kolbenkörpers immer etwas locker werden, so ist beim Einlegen dieser Ringe, wie aus der Zeichnung ersichtlich, darauf zu achten, dass der Schluss mit dem Metallstück *b b* immer nach der Mitte des Körpers zu stehen kommt. Der Dampf strömt jetzt, sowie er in

Fig. 44.

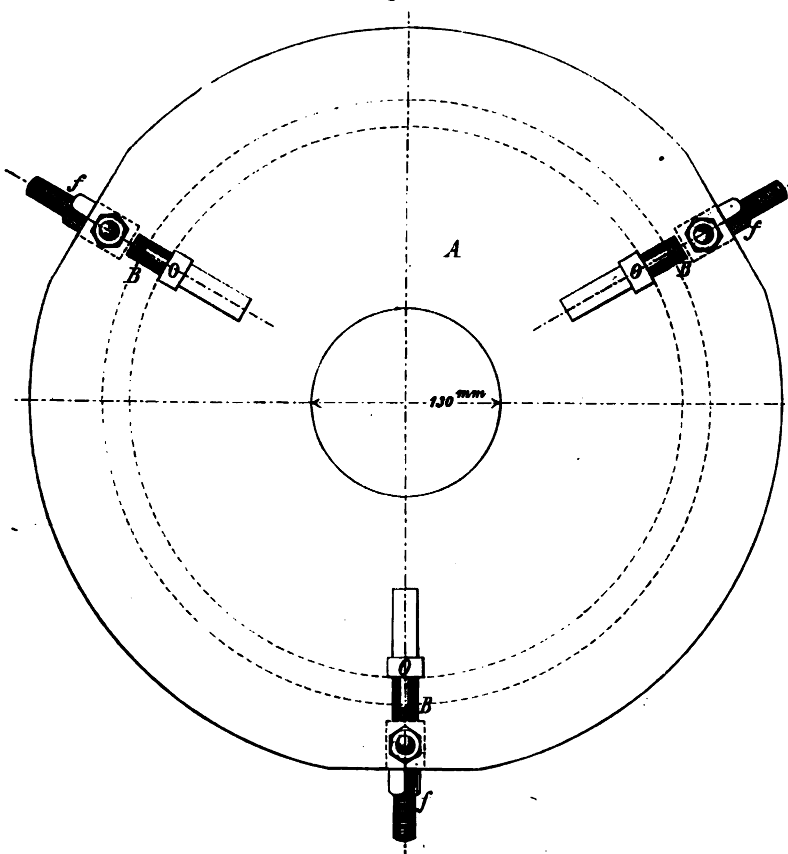
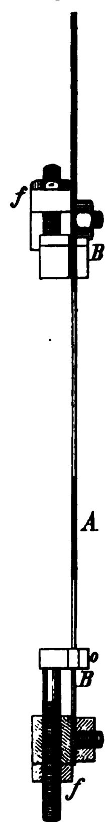


Fig. 45.



den Cylinder tritt, durch die Oeffnung a_1 des Kolbenringes, geht unterhalb desselben in die Nuth, und giebt hierbei dem Ringe eine grössere Spannkraft an die innere Cylinderwand, kann aber nicht wie früher an der anderen Seite desselben Ringes durch, weil hier der dichte Verschluss angebracht ist, welcher durch den Dampf nur noch mehr gedichtet ist, wie überhaupt der ganze Ring an die innere Fläche der Nuth dicht angedrückt wird.

Beim Einlegen der Selbstspanner-Ringe in die Nuth des Kolbenkörpers mit blosser Hand sind schon oft Unfälle namentlich bei ungeschickten Arbeitern vorgekommen. Es ist deshalb zum bequemeren Einlegen obiger Ringe eine Vorrichtung construirt, welche durch Fig. 44 und 45 dargestellt ist.

a b und *b c* müssen besonders ajustirt werden, weil sie dampfdicht zusammenschliessen müssen. Zur Erzielung eines dichteren Schlusses der Flächen *a b* und *b c* (Fig. 46) wird in manchen Fabriken eine besondere Maxime angewandt. Es werden dabei die Ringe vorerst in etwas grösserer Breite als die Nuthenbreite des Kolbenkörpers hergestellt und dann die Ausschnitte der Ringe nach nebenstehender Skizze Fig. 47 ausgehobelt. Nachdem diese Ausschnitte sauber bearbeitet, federt man den Ring um soviel seitlich als nöthig die erwähnten Ausschnittsflächen gegeneinander zu bringen und erhält dann das in Fig. 48 skizzirte Bild, wobei durch die in dem Ringe enthaltende Spannung eine stete Pressung der Ausschnittsflächen *a b* und *b c* gegeneinander bewirkt und hierdurch eine bessere Dichtung derselben erzielt wird. — Hierauf dreht man die vorstehenden Enden der Ringe nach den punktirten Linien weg, bis zur gewünschten Breite d. h. bis zur Weite der Nuthen im Kolben und hat dann die in Fig. 46 p. 508 für den ungespannten Zustand dargestellte Form des Kolbenringes, jedoch mit selbstwirkender Dichtung der Ausschnittsflächen *a b* und *b c* errreicht.

Fig. 47.

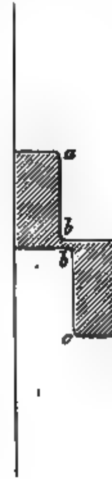
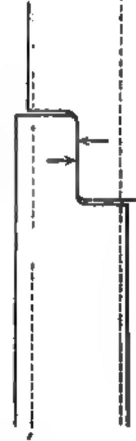


Fig. 48.



Die Länge der Ausschnitte *a b f g* und *b c d e* beträgt circa $^1/_{15}$ des Cylinderumfanges + 6 mm.

Der soweit bearbeitete Kolbenring wird nun vermittelst eines Spannringes gut zusammengezogen und inwendig genau nach dem äusseren Nuthendurchmesser des

Fig. 49.

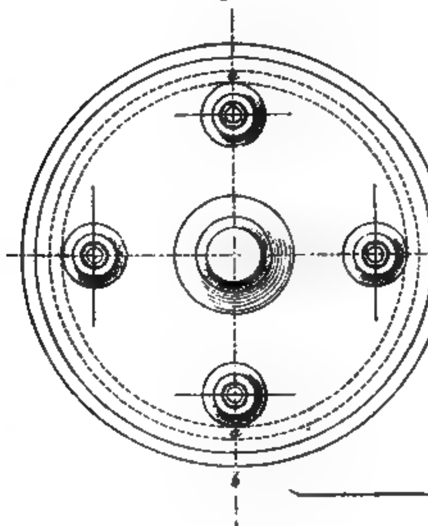


Fig. 50.

b

b

Kolbenkörpers ausgedreht, da er ohnehin durch das Zusammenspannen etwas oval geworden ist. Mit demselben Spannring versehen, bringt man den innen und seitlich fertig gedrehten Kolbenring *b* zwischen die beiden Scheiben *A* und *B* (vergl. vorstehende Figuren 49 und 50), welche eigens construirt, dem inneren Durchmesser

Kreuzkopf gegen die Schlittenbahn gepresst wird, wechseln; indessen tritt dieser Wechsel ein, während die Pressung ein Minimum ist. Wegen dieser wechselnden Beanspruchungen der Lineale sind dieselben gehörig stark, sämmtlich gleichmässig, und in symmetrischer Form zu construiren, und jedenfalls so, dass der Kreuzkopf nach beiden Richtungen hin gegen Ablenkung gesichert erscheint.

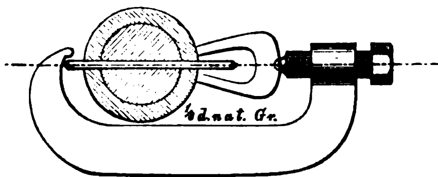
Ordnet man die Lineale in der Schwingungsebene der Bleuelstange an, so bedarf man ihrer, wie oben erwähnt, nur zwei, eines oben und eines unten; im anderen Falle dagegen bedarf man ihrer vier. Ob das eine oder das andere System vorzuziehen ist, muss in jedem gegebenen Falle entschieden werden, und zwar nicht allein nach der Bequemlichkeit, mit welcher das System den übrigen Constructionen der Maschine anzupassen und mit ihnen einheitlich durchzuführen ist, sondern hauptsächlich nach folgenden Erwägungen: Die schleifende, alternirend in vorgeschriebener Bahn hin- und hergehende Bewegung der Kreuzköpfe verursacht einen Reibungswiderstand, welcher, wenn er nicht oder nicht genau in der geometrischen Achse der Kolbenstange wirkt, Kolbenstange und Kreuzkopf zum Ecken bringt, die Reibung also wiederum noch weiter vermehrt, und zwar desto mehr, je grösser der Hebelarm ist, an welchem die Reibung wirkt, je grösser also die Entfernung des Widerstandsschwerpunktes von der Kolbenstange ist. Legt man nun die Gleitbahnen in die Schwingungsebene der Bleuelstange, so muss diese letztere zwischen den ersteren frei schwingen können, die Gleitlineale müssen also so weit von einander entfernt sein, dass die Bleuelstange in ihrem durch die eigene Länge und die Kurbellänge bedingten Ausschlag nicht behindert wird, und die oben angedeuteten Uebelstände werden gross; oder man muss einen gabelförmigen Stangenkopf anordnen, vertauscht dann aber einen Uebelstand mit einem anderen.

Bei den einfachen Geradführungen mit hohem Gleitkopfe finden wir jedoch, unter Vermeidung eines Gabelangriffes der Bleuelstange, das Lager des Kopfes in den Kreuzkopf verlegt, der zu diesem Behufe nach hinten zu offen ist, damit die Stange frei hinausspielen kann. Dem gegenüber ist indessen, theoretisch betrachtet, das System von vier Gleitlinealen, welche symmetrisch und in nächster Nähe zur geometrischen Achse des Kreuzkopfzapfens liegen, der oben angedeuteten gewöhnlichen Construction mit zwei Gleitschienen (eine obere und eine untere) vorzuziehen. In früheren Jahren wurden auch bei äusseren Cylindern stets vier Lineale angeordnet, wie dies noch heute bei inneren Cylindern in der Regel der Fall ist, und es muss hervorgehoben werden, dass sich das vierfache Gleitschienensystem als solches ganz vortrefflich bewährt hat, indem es eine sehr sichere Führung der Kolbenstange bedingt und daher nur in sehr geringem Grade oder gar nicht ein »Ecken« des Kolbens resp. der Stange in der Büchse veranlasst. Wenn die vierfache Führung für äussere Cylinder dennoch heute verschwunden ist, so darf daher der Grund hierzu nur in der Schwierigkeit ihrer Montirung und Nachregulirung, so wie überhaupt in der ihr naturgemäss innewohnenden Complication gesucht werden, da die Tendenz des neueren Maschinenbaues ganz vorwiegend auf die grösstmöglichste Einfachheit der Construction thatsächlich gerichtet erscheint. In Betreff des Kostenpunktes ist jedoch durch die Einführung der hohen Kreuzköpfe und damit auf nur zwei Lineale reducirten Geradführung durchaus nichts gewonnen worden, weil bei letzteren weit grössere Massen in Betracht kommen, die erschmiedet, bearbeitet und ajustirt werden müssen. Der einfache hohe Kreuzkopf wiegt viel mehr und ist viel theurer in der Herstellung als die zwei kleinen Gleitschuhe der alten vierschienigen Führung, den Kolbenstangenkopf inbegriffen, welcher durch eine einfache Gabel repräsentirt wird, die einerseits

des Lineales bezeichnet. Wir sehen in der praktischen Ausführung der Geradführungsorgane dieser Anforderung in der That jederzeit Rechnung getragen.

Die Verbindung der Kolbenstange mit dem Kreuzkopfe soll möglichst starr und fest sein, doch so absolut einfach als möglich behufs leichter und rascher Montirung und Demontirung. Als das in der Praxis am gewöhnlichsten angewandte Befestigungsmittel beider Maschinentheile dient der Conus und Keil, wobei die Kolbenstange in die nach vorne gerichtete büchsenförmige Fortsetzung der Kreuzkopfnuss eingreift, worin sie durch einen Keil (mit Vorstecker) festgehalten wird, dessen Stellung jedoch derart angeordnet sein muss, dass er leicht ausgebracht werden kann, was dadurch erreicht wird, dass man der Planfläche des Keiles resp. der Bohrung eine Neigung von circa 45° gegen die Ebene der Gleitfläche ertheilt; der Keil kann dann von aussen bequem angetrieben werden, während man sich zum Lösen desselben einer Hülfsvorrichtung bedient, die im Werkzeugkasten mitgeführt wird. Eine einfache und zweckmässige Vorrichtung zum bequemen Herausnehmen der Keile aus Kreuzköpfen und Kolbenstangen, construirt von C. Brandes, Techniker in Giessen, ist in nebenstehender Fig. 52 dargestellt; eine weitere Beschreibung ist bei der Einfachheit der Vorrichtung überflüssig. —

Fig. 52.



Die für den ungestörten Betrieb höchst wichtige Schmiervorrichtung sämmtlicher Reibungsflächen der Geradführungsorgane erfolgt durch eine oder zwei Saugdochtbüchsen, welche auf der Oberseite des oberen Lineales angebracht sind, und die gewöhnlich mit dem Lineale aus dem Ganzen gearbeitet sind und daher schon beim Rohschmieden der Stücke vorbereitet werden. Das Innere der Büchse ist kreisrund ausgearbeitet und trägt in seiner Basis ein im Materiale ausgespartes bis unter den Deckel ragendes Röhrchen, dessen Bohrung vermöge des Saugdochtes das Oel auf die oberen Reibungsflächen führt.

Wendet man nur eine Schmierbüchse pro Lineal an, so befindet sich dieselbe in der Mitte von dessen Länge, sind jedoch zwei dergleichen Büchsen vorhanden, so stehen beide gleichweit von der Mitte ab. Die Oelgebung des Bleuelstangenzapfens erfolgt meist durch ein an der Aussenseite im oberen Theile des Kreuzkopfes angeordnetes Oelgefäss, welches das Oel nach dem Zapfen führt und daher nach dem Innern des Kreuzkopfes ein Ansatzröhrchen besitzt, damit das Oel nach der Mitte des Hohlraumes geführt werde, woselbst sich die Mündung des Bleuelkopfschmiergefässes befindet. Die Geradführungslineale der Kreuzköpfe stützen sich einerseits auf die angegossenen, sorgfältigst ajustirten Vorsprünge des hinteren Cylinderdeckels, andererseits sind sie durch aus Rahmenblech erschmiedete Träger — die Linealhalter — mit dem Rahmen in feste Verbindung gebracht, wobei natürlich die Ebene der Linealhalter normal zur Rahmenebene angeordnet sein muss. Die Verbindung geschieht durch ajustirte Schraubenbolzen mit doppelten Muttern und vermöge zwischengelegter Metallplatten, durch deren Nacharbeitung die nachträglichen Regulirungen der Geradführungsorgane wesentlich erleichtert werden, selbstverständlich jedoch nur insoweit sie den Höhenabstand der Lineale betreffen, während man zur seitlichen Richtigstellung zu anderen Hülfsmitteln seine Zuflucht nehmen muss.

Nach diesen allgemeinen Betrachtungen der Geradführungsorgane gehen wir auf die Einzelheiten verschiedener Constructionen näher ein, wobei auf die Tafel XXV Bezug genommen wird. Aus den obigen Darlegungen resultirte bereits, dass es Kol-

benstangenführungen mit einem, mit zwei und mit vier Linealen giebt. Die Figuren 10 — 12 auf Tafel XXV zeigen zunächst die Stroudley'sche Führung, deren Eigenthümlichkeit unter Anderem darin besteht, dass Kreuzkopf und Kolbenstange ein unzertrennliches Stück (*b*) bilden, dass ferner das untere Führungslineal fehlt, dafür aber der Fuss durch zwei übergreifende und am Führungslineal befestigte Führungen *a a* (vergl. Fig. 11) gegen den Abwärtszug geschützt ist. Der mit der Kolbenstange zusammenfallende Theil des Kreuzkopfes ist einem geschlossenen Kurbel- oder Kuppelstangenkopf ähnlich gebildet und wird von der Kurbelstange *c* gabelförmig umfasst, während ein Bolzen *d* die Verbindung beider Theile in der Weise herstellt, dass er vermittelst eines dünneren und dickeren Conus nebst fester Nase in den beiden Gabeltheilen der Kurbelstange festsitzt, aber im Kreuzkopfe selbst sich mit seinem mittleren cylindrischen Theil in einem mit Keil *e* und Stellschraube *s* versehenen Lager drehen kann. Am dünneren Ende schliesst der Bolzen mit Mutter, Scheibe und Splint. Bei vorstehend angedeuteter Einrichtung wird es natürlich nothwendig, die Verbindung zwischen Kolben und Stange leicht lösbar herzustellen, was dadurch erreicht ist, dass man die Stange mit einem sehr schwachen Conus nebst Scheibe, Mutter und Splint versehen hat. Die so entstehende Verdickung des Stangenendes veranlasste eine Theilung der Stopfbüchse und werden die beiden Theile durch entsprechende Einkerbungen in den Berührungsflächen gegen Längenverschiebung, und durch eine aufgesteckte Flantsche, welche zugleich die Löcher für die Stopfbüchsenschrauben enthält, gegen diametrale Entfernung geschützt. Die Lager im Kreuzkopf, sowie der Bolzen sind aus gehärtetem Schmiedeeisen.

Für eine Locomotive von 420 mm ($16^1/_2$" engl.) Cylinderweite wurden folgende Dimensionen dieser Geradführungsorgane gewählt:

obere Berührungsfläche des Kreuzkopffusses 330×355 mm (13×14 Zoll),
untere Berührungsfläche des Kreuzkopffusses 330×342 mm ($13\times13^1/_2$ Zoll),
mittlerer Bolzentheil, Länge . . . . . 75 mm (3 Zoll),
mittlerer Bolzentheil, Durchmesser . . . 64 mm ($2^1/_2$ Zoll),
Kolbenstange, Durchmesser. . . . . . 67 mm ($2^5/_8$ Zoll),
Kolbenstange, Conus . . . . . . 100 und 64 mm ($4\times2^1/_2$ Zoll),
Kolbenstange, Länge. . . . . 50 mm (2 Zoll).

Der Kolben ist in Ramsbottom'scher Construction ausgeführt, von Messing und mit zwei gusseisernen Ringen von 16 mm Breite und 10 mm Dicke armirt. Der Kolben erhielt von Stroudley die Einrichtung, dass der Dampf durch einige kleine Oeffnungen im Kolben (Bohrungen) zur Innenseite des entfernteren Dichtungsringes gelangen und denselben an die Cylinderwandungen andrücken kann. Die Ringe gleiten je um 3 mm über die engere Bohrung des Cylinders hinaus. Es soll durch diese Anordnung die Bildung von Ansätzen an den Enden der Cylinder resp. des Kolbenweges verhütet werden, welche dem Herausnehmen und Einbringen der Kolben hinderlich würden, worauf übrigens schon anderen Ortes ausführlicher hingewiesen wurde.

Nach vorstehender Betrachtung der meist nur in Amerika angewandten Geradführungen mit nur einer Führungsschiene gehen wir nun auf die Constructionen mit zwei Gleitlinealen und demgemäss hohen Kreuzköpfen ein. Eine der neuesten und besten Constructionen dieser Art zeigen die Figuren 13 und 14 der Tafel XXV, welche gegenwärtig auf den meisten deutschen Bahnen Anwendung findet. Es ist daselbst *A* der hohle, in vorliegender Zeichnung von Gusseisen hergestellte Kolben (über welchen wir bereits in § 40 näher berichteten), mit den Kolbenringen *a a*, aus

Die Figuren 18 und 19 auf Tafel XXV zeigen, als auch zu den doppelten Geradführungen gehörig, die für die Maschine »Duplex« seiner Zeit gewählte Anordnung. Diese viercylindrige Locomotive figurirte bekanntlich auf der Londoner Weltausstellung (1862), und ist über die Anordnung der Bewegungstheile, insoweit dieselben unseren Gegenstand betreffen, Folgendes zu bemerken. Die Maschine hat an jeder Seite ein aussenliegendes Cylinderpaar und demgemäss zwei besondere Geradführungen *X Y*, welche in parallelen Ebenen nebeneinander liegen. Die geometrischen Achsen der Kolbenstangen, und demgemäss auch die der Geradführungen, schliessen einen Winkel von 2 Grad 30 Minuten ein und schneiden sich deren Verlängerungen natürlich in der Achse der Treibwelle. Die parallele Entfernung der Verticalebene, in welcher die Bleuelstangen schwingen (gleich dem Parallelabstand der Cylinderachsen) beträgt 4 Zoll 9 Linien (= 115 mm). Zu bemerken bleibt, dass die präsumirten Vortheile, welche diese Maschine bei der Cylinder- und Kurbelanordnung gewähren sollte, sich in der Praxis als vollkommen richtig erwiesen, dass dieselben jedoch durch die übermässige Complication des Bewegungsapparates zu theuer erkauft erscheinen. In der That hat die Maschine »Duplex« keine Nachfolgerin gehabt.

Wir gelangen nun zu den verschiedenen Constructionen der Geradführungen mit vier Linealen *A A*, deren allgemeine Verhältnisse und Vorzüge bereits im Eingange hervorgehoben wurden. Die Figuren 1—3 und 4—6 auf Tafel XXV führen hierher gehörige Anordnungen vor Augen. Es ist daselbst zunächst in Figur 1—3 der gabelförmig gestaltete Kreuzkopf *B* einerseits mit der Kolbenstange *K*, und andererseits vermöge des durchgehenden Bolzens *C* mit der Bleuelstange *E* in Verbindung. Das Kreuzkopfmittelstück greift beiderseits in die gusseisernen Schlitten *F* hinein, während die Fixirung des Bolzens *C* mit Hülfe des symmetrischen bügelförmigen Querstückes *Q* erfolgt, welches vermöge der Bolzen *c c* mit *B* in fester Verbindung steht, wobei zugleich der Keil *x* die Lateralverschiebung, resp. Drehung, des festen Kreuzkopfzapfens *C* in genügender Weise verhindert.

In ähnlicher Weise ist auch die in Figur 4—6 auf Tafel XXV dargestellte Geradführung eingerichtet; abweichend und bedeutend einfacher ist hier nur die Anordnung zur Verhinderung des Drehens vom Bolzen *C*, indem hier der eine Schlitten F_1 mit einer büchsenförmigen Warze versehen ist, durch welche und gleichzeitig durch den Bolzen *C* der Stift *c* geht.

Figur 20 und 21 auf Tafel XXV stellen eine sehr rationelle Construction von Sharp vor, bei welcher gleichfalls die Kolbenstange, die Bleuelstange und die beiden Gleitstücke an denselben festen Zapfen *C* angreifend, die eckenden Kräfte wesentlich herabgemindert werden. Der Kreuzkopf *B* (hier richtiger Kolbenstangenkopf genannt) ist wiederum einerseits als Büchse, andererseits als Gabel gestaltet, die den Bleuelstangenkopf zwischen sich fasst. Die Gleitstücke sind niedrig, wie dies stets bei der vierfachen Führung der Fall ist, und dabei zugleich wesentlich kürzer und schmäler, als die Höhe der Köpfe; doch ist die Summe der Contactflächen bei ersteren grösser, als bei den nur zweifach geführten. Die Figuren 20 und 21 enthalten alle zu einem desfallsigen Vergleiche erforderlichen Maasse in Millimetern eingetragen. Wir bemerken schliesslich, dass die niedrigen Gleitstücke der vierseitigen Linealführungen, vermöge eines oben und unten vorspringenden Randes, an der Innenseite der Lineale geführt sind, während aussen ein solcher Rand nicht vorhanden ist, wogegen die hohen Köpfe mit oberem und unterem Lineal einen aussen und innen vorspringenden Rand besitzen, wie dies z. B. Fig. 13—14 etc. auf Tafel XXV deutlich zeigen, welcher an der oberen sowohl als der unteren Schiene gut

anschliessen muss, doch ohne zu starke Reibung; die letztere Rücksicht gilt auch für die Montirung in Bezug auf die horizontalen Reibungsflächen der Lineale. Der sorgfältig montirte Kreuzkopf muss mit der Hand ohne wesentlichen Kraftaufwand zwischen den Linealen verschoben werden können. Auf der ganzen Länge der Gleitflächen darf sich im Contact beider Maschinentheile durchaus keine Spaltlinie wahrnehmen lassen, widrigenfalls die Montirung eine unvollkommene, und daher zu berichtigen ist.

Fig. 1—3 auf Tafel XXVI stellen einen von O. Busse jun., Maschinen-Ingenieur der Dänischen Bahnen zu Aarhuus, construirten Kreuzkopf dar.

Dieser zunächst für leichtere Maschinen construirte Kreuzkopf hat sich bereits in dreijährigem Betriebe sehr gut bewährt. Als Vorzüge dieser Construction sind hervorzuheben, dass sie einfach und sehr billig herzustellen ist, dass die Backen leicht erneuert werden können und doch sehr fest sitzen und dass durch seine Anwendung das Gewicht der hin- und hergehenden Massen reducirt wird. Vor den auch leichten gepressten Kreuzköpfen, welche in neuerer Zeit vielfach verwendet werden, hat er den entschiedenen Vorzug einer weit grösseren Festigkeit und Dauerhaftigkeit, zumal er in Stahl hergestellt werden kann; man entgeht damit dem lästigen Erweitern des Kolbenloches, da der Stahl mehr elastisch ist. Da der Bolzen ganz fest in der Bleuelstange sitzt, erleidet dieselbe keine Erschütterungen, wenn die Lager etwas lose geworden; dadurch wird die Stange selbst auch nicht so leicht Brüchen ausgesetzt sein, wie solche bei den bisher üblichen Constructionen öfters vorkommen.

E. Ueber Schmierapparate für Kolben, Schieber und bewegte Stangen.

§ 46. Allgemeine Betrachtungen. — Von besonderer Wichtigkeit sind die Schmiervorrichtungen der Schieber und Kolbenringe, und ist es, um bedeutende Oelverluste einerseits, resp. ein Trockenlaufen dieser Maschinentheile andererseits zu vermeiden, gerade bei den Kolben und Schiebern unerlässlich, eine periodisch unterbrochene Schmierung einzuführen, oder besser, das Schmiermittel nur in dem Maasse zuzuführen, als es der Bedarf erfordert. Vielfach werden heute noch für die Cylinder und Schieber Schmiergefässe verwendet, welche einfach oben und unten mit einem Hahne versehen sind, von denen der unterste geschlossen bleibt, wenn der oberste behufs Nachfüllung geöffnet wird. Zuweilen ist nur der untere Hahn vorhanden, der obere durch einen Deckel ersetzt, oder auch, es wird das ganze Oelgefäss durch den hohlen Hahnkörper gebildet. Eine selbstthätige Functionirung findet bei diesen einfachsten aller Oelapparate selbstverständlich nicht statt.

Bei anderen Vorrichtungen kann durch einen besonderen Hahn Dampf in den Oelbehälter gegeben werden. Der Dampf condensirt sich, das Oel tritt in den oberen Theil des Behälters und gelangt alsdann erst in die hochliegende Mündung des Ableitungsröhrchens, von wo es durch Ansaugung des Kolbens bei Oeffnung des unteren Communicationshahnes, resp. Ventiles, in den Cylinder tritt. Die Nachfüllung erfolgt durch Drehung des oberen Hahnes bei geschlossenem unteren, beziehentlich durch Abschraubung eines Deckels.

Man hat auf vielen Bahnen die Erfahrung gemacht, dass eine Oelzuführung während der Dampfwirkung auf die Kolbenringe nicht erforderlich ist, als Folge der natürlichen Feuchtigkeit des Dampfes, dass jedoch die Nothwendigkeit der Oelzuführung sofort beim Leergange eintritt.

schnellen Entleerung des Oelbehälters vorgebeugt. Die Kapsel wird auf der Mitte des Cylinders angebracht, bei inneren Cylindern und Schieberkästen jedoch wohl in der Mitte des Vorderdeckels. Für die Schieber ist der Apparat offenbar nicht eingerichtet, insofern diese eine continuirliche, wenn auch ökonomische Oelzuführung erfordern.

In Oesterreich findet sich vielfach der Patentschmierapparat von Anschütz (s. Fig. 18 u. 19, Taf. XXVII) verbreitet, dessen Princip darauf beruht, dass die Wirkung der Druckdifferenzen bei dem wechselnden Spiele der Kolben und Schieber die expandirende Wirkung einer Bourdonspirale (in Form eines gekrümmten Kupferröhrchens) veranlassen. Die Spirale ist einerseits mit einem Stift (Oelkolben) in Verbindung, dessen continuirliche Vibrationen die Oelabgabe nach dem Cylinder vermitteln, sobald die Maschine mit oder ohne Dampf in Bewegung ist etc. Das Princip ist neu und der Oelverbrauch soll ein sehr ökonomischer sein. Die Oelung der Schieber, wiederum auf die im Schieberkasten herrschende Differenz der Pressungen gegründet, erfolgt gleichfalls vortheilhaft mit diesem Apparate. Vom praktischen Standpunkte liesse sich dagegen geltend machen, dass Unreinigkeiten im Oele zeitweilige Unterbrechungen der Oelung herbeiführen können, und dass eine beständige Oelzuführung bei den Dampfkolben nicht nothwendig ist, wenigstens dann nicht, wenn dieselben unter Dampf arbeiten. Jedenfalls ist die Einrichtung theuer und complicirt.

Die Apparate für die Kolben- und Schieberölung bei inneren Cylindern sind, wenn nicht in den Vorderdeckeln, zumeist am äusseren Rauchkastenmantel angebracht (Belgien, Niederlande, Frankreich, England), von wo das kupferne Oelleitungsröhrchen durch das Innere der Kammer geführt ist. Die Belgischen und Niederländischen Maschinen besitzen zu diesem Behufe die Wilson'schen Apparate, bei denen die Oelgebung gleichfalls auf die Condensation des Dampfes im Oelbehälter sich gründet.

Durch ausgiebige, wenn auch leider öfters vernachlässigte Oelung der Schieberflächen erzielt man, beiläufig bemerkt, eine Art Einfettung des auf die Kolben tretenden Dampfes, wodurch der Oelverbrauch letzterer auf ein Minimum herabgebracht werden könnte, ganz abgesehen von der zugleich mit erreichten Conservirung der kostbaren Schieberflächen. Bei vielen Bahnen hält man indessen die separate Oelung der Schieberflächen für Luxus und beschränkt sich auf die periodisch selbstthätige oder willkürliche Oelung der Kolben vermöge irgend eines der oben bezeichneten Constructionssysteme.

Die Thatsache, dass jede Arbeit der Locomotive, wie aller Dampfmaschinen überhaupt, Brennmaterial consumirt, dass demnach auch die zur Ueberwindung der Reibung nöthige Arbeit Brennmaterial erfordert, dass ferner der bei Weitem grösste Reibungswiderstand durch die Bewegung der Schieber und Kolben verursacht wird, ist Anlass geworden zu einer grossen Menge von Constructionen, welche sämmtlich bezwecken, den Kolben ohne Zuthun des Personals das erforderliche Oelquantum zu den erforderlichen Zeiten, resp. auch continuirlich zuzuführen. Durch die hierdurch d. h. bei richtiger Construction erzielte Verminderung der Reibungswiderstände wird aber die zur Selbstbewegung des Motors nöthige Kraft verringert, welches von ganz besonderer Wichtigkeit, da z. B. zur Eigenbewegung einer Locomotive bei normaler Geschwindigkeit durchschnittlich 30 Kilo Kohle pro Meile erforderlieh sind, also ca. $^2/_5$ dessen, was die Locomotive überhaupt consumirt, wenn sie auf das Maximum ihrer Leistungsfähigkeit in Anspruch genommen ist. Es ist dies um so bemerkenswerther, da der Transport einer Locomotive auf den eigenen Rädern, wenn Excenter-, Kurbel- und Kuppelstangen abgehängt sind, höchstens 6 Kilo Kohlen bedarf, die Ueberwin-

1) Apparate, welche nur nach Dampfabschluss schmieren (Kessler, Krauss, Bouillon etc.),
2) Apparate, welche nur unter Dampfdruck schmieren (Schollwer etc.),
3) Apparate, welche zu jeder Zeit schmieren (Schauwecker, Anschütz).

In constructiver Beziehung jedoch lassen sich die selbstthätigen Apparate eintheilen:

a) in solche, deren Thätigkeit sich auf Wirkung eines Saugdochtes gründet;
b) in solche, deren Thätigkeit sich auf die Condensation des Dampfes in Wasser gründet;
c) in solche, deren Thätigkeit sich auf die saugende Wirkung der Kolben nach Dampfabschluss gründet;
d) in solche, deren Thätigkeit sich auf die mechanische Wirkung des Dampfes gründet;
e) in solche, deren Wirksamkeit sich auf die im Cylinder- und Schieberkasten herrschenden Pressungsdifferenzen gründet, gleichgültig, ob dieselben unter Dampf arbeiten oder nicht.

Die sub e) und d) genannten könnten unter dem Namen Ventilschmierapparate zusammengefasst werden, da bei ihnen der Oelzutritt und Abschluss immer durch Ventile oder eine ein solches vertretende Vorrichtung bedingt wird, so mannichfach auch die Lösungen in der Praxis sich gestalten.

Es wurde bereits darauf hingewiesen, dass einige der geschaffenen Constructionen die Mehrzahl derjenigen Bedingungen erfüllen, welche die Neuzeit an dergleichen Erfindungen, mit denen sie buchstäblich überschwemmt wird, zu stellen berechtigt ist. Diese Bedingungen eines vollkommenen Schmierapparates sind aber folgende, und nur, wenn sie sämmtlich gleichzeitig in einem und demselben Apparate erfüllt werden, würde derselbe auf Vollständigkeit Anspruch erheben dürfen:

1) der Verschluss soll einfach und so beschaffen sein, dass die Füllung leicht von Statten geht;
2) der Apparat soll dicht herzustellen und dicht zu halten sein;
3) er soll durch einen einfachen Mechanismus gestatten, je nach Umständen mehr oder weniger Oel abzugeben (eine sehr schwierige Bedingung!);
4) er soll bei jedem Hubwechsel Oel geben, jedoch beim Leerlauf, d. h. bei abgestelltem Dampfe, soll er mehr Oel abgeben, als beim Laufe unter Dampf;
5) das Schmieren soll mit dem kleinsten Materialaufwand geschehen;
6) der Apparat soll sich bis zum letzten Tropfen entleeren;
7) eine Ansammlung von Wasser soll nicht stattfinden (insofern eine solche nicht im System der Oelgebung begründet liegt);
8) der Apparat soll keiner Reparaturen bedürfen, daher möglichst keine Theile enthalten, die öfters ersetzt werden müssen, wie Dochte, Federn etc.;
9) die Oelauffüllung event. Revision soll während des Ganges der Maschine stattfinden können.

Wir betrachten nun im Nachstehenden die einzelnen Constructionen der verschiedenen Schieber- und Kolbenschmierapparate, in soweit die desfallsigen Systeme im Grossen der Praxis bisher thatsächlich Eingang gefunden und sich bis zu gewissem Grade bewährt haben. Es wird dabei mit den Schmierapparaten einfachster Con-

§ 48. Der doppelte Schmierhahn. — Noch complicirter ist der sogenannte doppelte Schmierhahn, den Fig. 2 auf Tafel XXVII vor Augen führt. Es ist daselbst der Deckel des Schmiergefässes durch einen Hahn *M* dargestellt, welcher für gewöhnlich geschlossen gehalten, und nur dann geöffnet wird, wenn der Einguss durch *x* erfolgen soll. Der untere Hahn *H* vermittelt die Correspondenz mit dem Cylinderraume. Im Uebrigen ist die Einrichtung im Princip genau dieselbe, wie oben beim einfachen Schmierhahne angegeben wurde. Soll Oel nachgefüllt werden, so muss auch hier *H* geschlossen bleiben. Soll die Oelung der Cylinder stattfinden, so ist nach Dampfabschluss *H* aufzudrehen, so dass der Inhalt des Gefässes *A* vermöge der Bohrung *r* nach dem Cylinder resp. Schieberkasten ablaufen kann.

§ 49. Amerikanische Schmierhähne. — Ein Wort über die in Amerika angewandten Schmierhähne (die sogenannten Lubricators) dürfte um so mehr angezeigt erscheinen, als man gerade in Amerika den einfacheren, an die bereits vorgeführten Constructionen sich unmittelbar anschliessenden Apparaten sehr sorgfältige Studien widmet und zu wesentlichen Verbesserungen, wenn auch freilich zu Complicationen derselben gelangt ist.

Zum Oelen der Cylinder der Locomotiven findet man sehr häufig den in Fig. 57 dargestellten Apparat angebracht. Um einen senkrechten Conus *A*, in welchen die zwei Löcher *D* und *E* von den beiden entgegengesetzten Enden unter einem Winkel von 90 Grad bis zur Hälfte gebohrt und von da bis zu beiden Enden des Conus in dessen Achse fortgesetzt sind, bewegt sich ein kugelförmiges Oelgefäss *B* mittelst eines kurzen Hebels *J*, an welchem eine Verbindungsstange nach dem Führerstande angebracht ist, so dass der Apparat von dort aus dirigirbar ist. Auf das obere Ende des Conus ist ein offenes Oelreservoir *C* aufgeschraubt, welches durch die Oeffnung *G* und *E* mit dem unteren Oelgefässe *B* (in seiner gezeichneten Stellung) communicirt und dasselbe mit Oel füllt, während gleichzeitig durch *F* der darin vorhandene Dampf oder die Luft entweichen kann, indem ohne diese Oeffnung eine Füllung natürlich nicht möglich wäre. Durch eine Viertelwendung von *B* um den Conus *A* wird die Verbindung mit *C* und der Atmosphäre abgebrochen und eine Communication durch die Oeffnungen *K* und *D* mit dem inneren Cylinderraume hergestellt, wobei der Stift *H* das Gefäss verhindert sich weiter, als nöthig ist, zu bewegen.

Fig. 57.

Während der Fahrt ist das Oelgefäss *B* vom Reservoire *C* abgeschlossen, da sonst das Oel durch *F* fortfliessen würde. Es wird daher erst vor jeder Oelgebung durch die oben angedeutete Drehung gefüllt. Der Apparat empfiehlt sich seiner Einfachheit halber noch ganz besonders deshalb, weil auch bei Dampfdruck das Oel niemals herausgeschleudert werden kann, wie es bei den gewöhnlichen Einrichtungen oft der Fall, obgleich er nicht gerade dazu bestimmt ist bei Dampfdruck zu ölen. Das letztere gestatten jedoch die in den Figuren 58 und 60 p. 528 vorgeführten Constructionen.

Im Oelgefässe *A* (Fig. 58 p. 528) ist ein kleiner Cylinder *B* angebracht, welcher durch vier Löcher *C* mit *A* communicirt und durch das Ventil *E*, welches

Fig. 59 im Durchschnitte darstellt, vom Dampfkessel abgeschlossen ist. Dieses Ventil ist an seinen Enden gerippt und wird hierdurch in seinem Gehäuse geführt und durch eine Feder in seinen conischen Sitz gedrückt. Im Cylinder *B* kann man den Kolben *D* und das unter ihm befindliche Oel durch den Knopf *F* hinabdrücken, wodurch sich das Ventil *E* öffnet und das Oel nach dem Cylinder, resp. Schieber fliessen lässt. Die Stange *H* geht lose in ihrer Führung, damit beim Oeleingiessen die Luft zwischen *H* und der Führung entweichen kann, und es ist deshalb die Führung etwas im Eingiessgefässe erhöht. Die Einströmungsöffnungen *C* sind im Oelgefässe hoch angebracht, damit etwa vorhandene Unreinigkeiten des Oeles (man bedient sich ganz allgemein des gereinigten Fischthranes zum Maschinenschmieren) sich um den Cylinder herum absetzen. Um zu ölen, zieht man den Knopf *F* in die Höhe, wodurch sich im Cylinder *B* ein Vacuum bildet, in welches das Oel durch die Oeffnungen *C*, sobald der Kolben über ihnen steht, eindringt.

Fig. 60.

Fig. 58.



Fig. 59.

Fig. 60 stellt einen zweiten derartigen Lubricator vor, welcher jedoch etwas complicirter ist. In einem Cylinder *A* lässt sich ein Kolben *B* auf und ab bewegen, welcher durch eine hohle Kolbenstange mit dem Oelgefässe *D* verbunden ist, so dass sich dieses mit dem Kolben gleichzeitig bewegt. Die Kolbenstange geht oben durch eine Stopfbüchse *E* und ist dort dampfdicht abgeschlossen und gelidert. Auf dem Kolben liegt eine ringförmige Ventilplatte *C*, welche die Verbindung zwischen dem Oelreservoir *D* und dem Cylinder *A* öffnet und schliesst. Der Raum im Cylinder über dem Kolben communicirt durch *G* mit dem zu ölenden Raume, was durch die Stellung des eingeschalteten Hahnes *H* regulirt werden kann. Ist nun das Reservoir *D* mit Oel gefüllt und der Kolben in seinen höchsten Stand gezogen, so wird, wenn man das Gefäss und mit ihm den Kolben *B* herabdrückt, sich über dem Kolben ein luftleerer Raum bilden, das Ventil *C* sich öffnen und an der Kolbenstange in die Höhe bewegen, wobei das Oel in den Cylinder eintritt, während die Luft, resp. der Dampf unter dem Kolben durch die Oeffnung *K* entweichen. In der gezeichneten Stellung sei nur der Cylinder durch die erwähnte Manipulation, d. h. Herabdrücken des Knopfes, mit Oel gefüllt. Oeffnet man jetzt den Conus *H*, so tritt durch *F* der Dampf unter den Kolben und drückt ihn empor, wodurch das Oel durch *G* nach dem zu ölenden Theile abgeführt wird. Schliesst man den Conus, so ist die Communication mit dem Kessel

§ 51. Schmierbüchse nach dem Patente J. Kernaul & Comp. in München. (Vorstadt Giesing. 1876.) Hierzu Fig. 17 und 18 auf Tafel XXVI, sowie Fig. 24 u. 25 auf Tafel XXVII. — Die Einrichtung und Construction dieses 1877 verbesserten Apparates, sowie dessen Anbringung bei Locomotiven ist nachstehend beschrieben, seine Behandlung und Bedienung ist folgende:

Vor Beginn der Fahrt, oder wenn nöthig auch während derselben, wird das Schmierreservoir mit Oel oder consistenter Schmiere gefüllt, und zum Beginne und während derselben der Apparat in kurzen Perioden in Function gesetzt. Dieses geschieht in folgender Weise: Das Dampfzulassventil wird zuerst geöffnet und dann der Schmierhahn, je nach der Grösse und Anstrengung der Maschine ein- oder zweimal um einen Winkel von ca. 60° gedreht, wodurch stets ein ganz bestimmtes dem Hohlraum des Hahnes entsprechendes Quantum Schmiere durch den Dampfdruck in die Cylinder und Dampfkammern getrieben wird. Der Hahn wird stets nur auf einige Momente in die Stellung gebracht, wo die Communication mit den Cylindern stattfindet, da die Schmiere augenblicklich abfliesst. Für gewöhnlich ist also die Communication zwischen Höhlungen des Schmierhahns mit dem Oelreservoir hergestellt und der Dampfzutritt abgeschlossen; nur im Winter, wenn die Schmiere aufgewärmt werden muss, lässt man das Dampfventil einige Zeit offen. Während der Fahrt wird der Apparat, je nach Bedürfniss und je nachdem man mehr oder weniger sparen will, alle 10—25 Minuten in Function gesetzt. Besonders zu empfehlen ist, dass man, ehe die Maschine ins Depôt gestellt wird, vor dem Stillstande, bei den letzten Umgängen, noch einmal schmiert, damit sich alle Flächen mit Fett belegen, und so dem Rosten derselben in zuverlässiger Weise vorgebeugt wird. Diese Vorsicht wird bis jetzt so selten bethätigt und trägt doch so wesentlich für die gute Erhaltung des so wichtigen Mechanismus bei[12].

Die Oekonomie, welche ein guter Schmierapparat gewährt, soll weniger in der Ersparniss an Schmiere, sondern in der an Brennmaterial und der guten Instandhaltung des Mechanismus gesucht werden, wenn auch eine regelmässige Benutzung desselben und die zuverlässige Schmierung gegenüber andern Apparaten gewiss auch im Verbrauch eine grosse Ersparniss an Fett ermöglicht. Beträgt die Ersparniss an Brennmaterial auch nicht 20 bis 30 Procent, wie andere Erfinder glauben machen wollen, so ist sie doch immerhin sehr bedeutend, weil bei guter Schmierung der Nutzeffect der Maschine ein nicht unbedeutend grösserer als gewöhnlich ist; ist dies bei Locomotiven nicht so direct messbar, so ist dies bei stationären Maschinen, die eine regelmässige Arbeit zu verrichten haben, sehr auffallend[13].

Bei Anwendung der Kernaul'schen Schmierbüchse können Kolbenringe und Schieber aus Gusseisen bestehen, ja es sind dieselben, da der Reibungswiderstand bei diesem Material ein erheblich geringerer ist, jedem andern Material vorzuziehen.

Resumiren wir die Vortheile, welche diese Schmierbüchse bietet, so sind dieselben folgende[14]:

---

[12]) Es ist darauf zu achten, dass das den Kesseldampf zulassende Ventil dicht abschliesse, da im andern Falle sich in der Hahnhöhlung Wasser statt Fett ansammelt und der im Reservoir befindliche Vorrath immer kocht und ebenfalls durch Wasser verdorben wird.

[13]) An stationären Maschinen gemachte Beobachtungen zeigen, dass sobald dem Kolben Schmiere zugeführt wird, die Rotationen der Maschine sich im nächsten Augenblicke um 6—7 Procent vermehren.

[14]) Nach Angabe Kernaul's.

letztere bei über dem Cylinder liegender Dampfkammer. Die Oelröhrchen selbst können über oder unter der Verkleidung, jedoch möglichst direct, geführt werden und dürfen an keiner Stelle einen Wassersack bilden. Bei stationären Maschinen wird der Apparat am besten in der Nähe des Cylinders angebracht, und das Dampfzulassventil mit der Dampfkammer desselben in Verbindung gesetzt[15]).

Eine complete Einrichtung besteht aus folgenden Theilen:

	Preis
Der Apparat	ℳ 72.
mit zwei Ansatzstücken mit Ventilen für Cylinder oder Schieberkasten .	» 10.
zwei Rohrkupplungen	» 4.
ein Dampfzulassventil	» 8.
kupferne Verbindungsrohre mit 6 mm lichterer Weite per lauf. Meter .	» 2.

II. Selbstthätig wirkende Schmierapparate.

Wir betrachten im Nachfolgenden zunächst diejenige Gruppe der sogenannten selbstthätigen Schmierapparate, deren Wirkung eine periodisch unterbrochene ist und sich dabei zugleich auf die Condensation des Dampfes im Oelgefäss gründet, wodurch bekanntlich das Oel zum Aufsteigen veranlasst und durch die hochragende Mündung des Speiseröhrchens den betreffenden Maschinentheilen zugeführt wird. Es giebt sehr mannichfaltige auf dieses Princip gegründete Constructionen, und wir beginnen mit denjenigen derselben, welche sich zunächst an die Schmierhähne anschliessen oder wenigstens ihrer Form und Construction nach als aus jenen hervorgegangen angesehen werden dürfen.

§ 52. Ramsbottom's patentirte Schmierbüchse für Cylinder und Schieberkasten. — Das Wesentlichste dieser Schmiervorrichtungen besteht darin, dass ein Oelbehälter so mit dem Cylinder oder Schieberkasten in Verbindung gebracht ist, dass die Oberfläche des Schmiermateriales mit dem Dampfraume in Verbindung steht. Infolge der Berührung mit dem kühleren Oelbehälter condensirt sich der Dampf an der Oberfläche des Oeles und bildet zunächst einen Wassertropfen; letzterer sinkt vermöge des grösseren specifischen Gewichtes zu Boden und verdrängt eine entsprechende Menge Oeles, welche durch die zu gleicher Zeit für den Zutritt des Dampfes benutzte Röhre nach den zu schmierenden Flächen geleitet wird.

Fig. 64.

Fig. 64 stellt den kugelförmigen Oelbehälter vor, wie derselbe bei Locomotiven mit äusseren Cylindern angewendet wird. *a* bezeichnet die Schmierbüchse, deren Dimensionen in gewöhnlichen Fällen für den Oelverbrauch einer Woche bestimmt sind. Die Büchse *a* ist über eine Röhre *b* geschraubt, welche letztere mit dem Cylinder in Verbindung steht. Innerhalb dieser Röhre *b* befindet sich eine andere Röhre *c*, auf welche Weise ein ringförmiger Raum gebildet wird, der durch Oeffnungen *d* mit der atmosphärischen Luft in Verbindung gebracht wird und somit zur Abkühlung des Oeles dient. Der obere Theil des Oelbehälters

[15]) Neuerdings ist das Dampfzulassventil dieser Schmierbüchse dahin verbessert, dass auch bei Undichtigkeit des Ventils, oder wenn dasselbe nicht ganz abgesperrt ist, kein Dampf und Wasser durch das Röhrchen *a*, welches zu dem Apparat führt, in das Oelreservoir dringen kann und dadurch das Oel zum Kochen bringt oder verdirbt, sondern durch ein unten angebrachtes Röhrchen *c* abdampft oder abtropft Vergl Fig. 17 u 18, Tafel XXVI.

werden an der äusseren Rauchkammerwand vermöge zweier Schrauben befestigt. Das kupferne Speiseröhrchen geht bogenförmig durch die Rauchkammer nach der in der Mitte zwischen den (inneren) Cylindern angeordneten Dampfkammer.

§ 54. Schmierapparat von Colquhoun & Ferris. — Dieser Schmierapparat ist in Fig. 6 auf Tafel XXVII dargestellt und gründet sich gleichfalls auf die Condensation des Dampfes im Oelgefäss. Er führt daher nur so lange Schmiermaterial zu, als die Maschine im Betrieb ist; mit der Unterbrechung des Betriebes wird auch zugleich die Thätigkeit der Schmierbüchse unterbrochen. In der gezeichneten Figur ist der Hahn so gestellt, dass die Oelgebung stattfindet, während behufs Schmierung die Drehung des Hahnes *g* um 90° erforderlich ist. Im Uebrigen ist die Einrichtung des im Ganzen höchst einfachen Apparates die folgende. Durch den Oelbehälter geht ein Dampfrohr; das aus dem Dampfe sich bildende Condensationswasser geht zu Boden, weshalb das Oel steigen und durch die hochgelegene Mündung des Speiseröhrchens allmählich abfliessen muss, und zwar genau in dem Maasse, als die Bildung des Condensationswassers stattfindet.

Wenn das Oel des Behälters aufgebraucht ist, hat man auch hier das Condensationswasser abzulassen und entsprechende Oelquanten nachzufüllen. Das Nachfüllen des Oeles erfolgt durch die geeignete Stellung des Hahnes *g*. In der gezeichneten Hahnstellung kann das Oel durch die Canäle *b c d* in den Behälter *a* eintreten; giebt man jedoch eine Drehung um 90°, so sind die Canäle *f g d* mit einander verbunden, so dass der Dampf durch dieselben in den Behälter *a* übertreten, daselbst sich condensiren und ein dem Condensationswasser entsprechendes Oelvolumen in die Röhre *f* hineindrücken kann. Durch die Oeffnung *h*, welche für gewöhnlich durch einen Schraubenpfropf *i* geschlossen ist, wird von Zeit zu Zeit das Condensationswasser aus dem Behälter entfernt.

Hieran schliesst sich die Condensations- und Oeltropfschmiervase mit Glasumhüllung, construirt von E. Suchanek, Werkstätten-Vorstand der k. k. priv. Kaiserin Elisabeth-Bahn, im Detail von Vorstehendem abweichend und einiges Bemerkenswerthe zeigend, sonst indess auf gleichem Princip beruhend.

Schmierapparat von Suchanek. (Hierzu drei Zeichnungen Fig. 14, 15 und 16 auf Taf. XXVI.) Die Construction ist aus der Zeichnung klar ersichtlich und ebenso die Art der Dichtungen, wobei gleich bemerkt wird, dass sämmtliche Abdichtungen vollkommen sein müssen, wenn überhaupt eine Functionirung statthaben soll, was übrigens erfahrungsmässig ohne alle Schwierigkeiten möglich ist, und zwar eignet sich bei der Glasumhüllung Pappendeckel oder noch besser Asbest und bei der oberen Verschlussschraube Blei als Dichtungsmaterial.

Soll nun eine solche Schmiervase in Betrieb gesetzt werden, so wird die Wasserablassschraube *W* fest angezogen, womit dieselbe dicht abschliesst, die Füllschraube *F* herausgenommen, daselbst das Innere der Vase ungefähr bis zur Mitte des Schmierloches *S* gefüllt und hierauf mit der Schraube *F* wieder dicht verschlossen. Während des Ganges der Maschine tritt nun bei jedem Kolbenhub der Dampf durch den Canal *C* zwischen der Regulirnadel *R* in den Raum der Schmiervase, condensirt sich daselbst, sinkt als Wasser infolge des grösseren specifischen Gewichtes im Oel zu Boden, hebt in dem Maasse, als das Condensationswasser den Innenraum ausfüllt, die darüberstehende Oelschicht, mithin auch die Oberfläche des Oeles, welches alsdann je nach der eintretenden Dampfmenge, das heisst, je nachdem die Regulirnadel *R* von grösserem oder kleinerem Durchmesser ist, oder eine grössere oder kleinere angefeilte Fläche besitzt, in grösserer oder geringerer Quantität dem Cylinder zugeführt wird.

Die Zunahme des Condensationswassers und die Abnahme respective der Verbrauch des Schmieröles ist durch das angebrachte Glas jederzeit leicht und deutlich zu erkennen oder mit anderen Worten die Beurtheilung der Function der Vase ist in jedem Augenblick ermöglicht.

Zum Ablassen des Condensationswassers dient die Schraube *W*. Das Ablassen des Wassers darf aber nur dann stattfinden, wenn gleichzeitig Oel nachgefüllt wird, weil die Oberfläche des Oeles stets mindestens bis zum Schmierloch *S* reichen muss, wenn die Vase functioniren soll.

Die bisher betrachtete Oelung der Cylinder findet für alle Sorten Dampfmaschinen, ob Stabilmaschinen, Locomobile oder Locomotiven, nur statt, wenn die Maschine mit Dampf arbeitet.

Sind nun die Vasen auf Locomotiven angebracht, so sollen dieselben auch während der Fahrten auf langen Gefällen, wo die Kolben ohne Dampf ganz trocken laufen und so deren Ringe wie auch die Cylinder selbst einer stärkeren Abnutzung ausgesetzt sind, diesen Oel zuführen.

Um dieses zu erreichen, wird bei solchen Schmiervasen das Schmierloch *S* nicht ganz oben, sondern tiefer unten angebracht, und hat der Locomotivführer einfach in der Station vor dem Gefälle den leeren Raum in der Schmiervase von dem unteren Schmierloch *S* bis zum Deckel voll oder theilweise, je nachdem man mehr oder weniger auf dem Gefälle zu schmieren beabsichtigt, anzufüllen.

Während der Fahrt auf dem Gefälle wird das Oel bis zu dem Schmierloch *S* langsam nach und nach in die Cylinder angesogen und auf diese Weise dieselben hinreichend fettig erhalten, durch welche Art der Functionirung die Schmiervasen gleichzeitig zu Oeltropfapparaten umgewandelt sind.

Bei dem Gebrauche dieser Schmiervasen ist im Allgemeinen auf Folgendes zu achten:

Die Schrauben *F*, *W*, sowie die Stopfbüchse im oberen Deckel und das Glas selbst müssen wie schon früher erwähnt, vollkommen dicht sein.

Die drei Luftöffnungen *L* dürfen beim Füllen der Vase mit Oel nicht überschüttet werden, um der Luft freien Austritt aus dem Innern derselben zu gestatten.

Die in der Füllschraube *F* befestigte Nadel darf nicht entfernt werden, sondern muss den engeren Theil der Bohrung des Canales *C* bis auf einen kleinen Zwischenraum für den Durchgang des Dampfes, respective des Oeles ausfüllen, der wie schon früher erwähnt durch Vergrössern oder Verkleinern mehr oder weniger Oelzuführung zum Cylinder gestattet, woraus folgt, dass wenn man die Nadel ganz beseitigt, die Schmiervase zu viel zu schmieren anfängt.

Die Construction mit der Nadel hat den Zweck eine grössere Bohrung, welche leichter herstellbar ist, zu gestatten, eine Regulirung des Oelzuflusses zuzulassen und überdies den wesentlichen Vortheil zu besitzen, dass der engere Theil des Canales beim jedesmaligen Füllen der Vase infolge des Herausziehens der Nadel gereinigt werden kann, weshalb diese bis in die Erweiterung des Canales *C* reichen muss.

Bei diesen Schmiervasen können, sobald alles dicht hergestellt ist, dann nur folgende drei Reparaturmomente eintreten:

1) die Vase schmiert zu viel,
2) - - - zu wenig oder
3) - - - gar nicht.

Jeder dieser möglichen Fälle liegt aber einzig und allein dann nur in der Nadél der Schraube *F* und kann nach dem schon früher Gesagten leicht und schnell behoben werden.

Hieraus folgt, dass die Görgel'sche Schmierbüchse die Eigenschaft hat, sebstthätig bei abgesperrtem Dampfe zu schmieren. Die nach gleichem Princip construirten anderweiten Apparate (wie z. B. der Kessler'sche, dessen Behandlung weiter unten folgt) sind sämmtlich complicirter, oder besitzen Ventile und bewegliche Theile, die bei Görgel sämmtlich wegfallen. Daher der geringe, nur 21 Mark betragende Preis dieses Apparates. Die Patentrechte des Eisenbahn-Werkmeisters Görgel hat die Firma Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg erworben.

§ 56. Kessler's Dampfcylinder-Schmierbüchse. — Dieser selbstthätige Schmierapparat ist speciell für den Cylinder und Schieberkasten an Locomotiven etc. bestimmt und hat den Zweck, nur dann die Kolben und Vertheilungsschieber zu schmieren, wenn dieselben trocken laufen, d. h. wenn der Dampf abgesperrt ist. Der Apparat wirkt selbstthätig, d. h. er fängt von selbst zu schmieren an, sobald die Maschine ohne Dampf läuft und hört auf zu functioniren, sobald dieselbe entweder still steht oder wieder mit Dampf läuft. Ferner regulirt er selbstständig jedesmal die richtige Menge Schmiermaterial im Verhältniss zu dem durchlaufenen Wege; bei kurzen Strecken schmiert er wenig, bei langen viel. Ausserdem reinigt er das Oel von Sand und sonstigen schädlichen Beimengungen und soll durch sein rechtzeitiges und ausreichendes Schmieren das sogenannte Fressen im Cylinder und Schieberkasten verhindern, wodurch diese wichtigen Maschinentheile sehr geschont werden.

Der Apparat ist in Fig. 6 auf Tafel XXVIII in seiner neuesten Verbesserung dargestellt. *a* ist der Canal, durch welchen das Oel in Cylinder und Schieberkasten gelangt. Das Oel befindet sich in einem Gefäss *A*, von wo es durch einen Docht *B* in die Röhre *c* gesaugt wird, welche in dem Rohre *b* auf- und niedergleiten kann. Den Boden der Röhre *c* bildet ein Ventil *D*. Verschiedene Schmierlöcher dienen zum Durchlassen des Oeles, sowie ein am Boden der Röhre *c* befindliches Drahtsieb *C* zur Verhinderung des Einsaugens von Dochtfasern zwischen die Ventilsitze und daraus entstehendem Undichtwerden der Ventile. Unterhalb des Ventils *D* befindet sich ein zweites Ventil *E* und zwischen beiden die Spiralfeder *G*. Unter dem Ventil *E* ist ein verstellbarer Ring *H* angebracht (derselbe ist eingeschraubt und mit einem Einschnitt versehen, so dass er federt und sich von selbst feststellt), wodurch die Menge des jedesmaligen Schmierquantums, ausser durch die Stärke des Saugdochtes, auf das Genaueste regulirt werden kann. Die Normalstellung der Ventile ist die, dass sie nicht mehr als einen Millimeter Hub haben. Durch den oben beregten, stellbaren Ring lässt sich jedoch der Hub zwischen Null und 8 Millimeter reguliren.

Der Deckel hat in der Mitte eine gewölbte Form und ist der Schraubenverschluss ausserhalb des Gefässes angeordnet, sowie an der Seite des Deckels eine kleine durch Federklappe verschliessbare Oeffnung *k*, zum Eingiessen des Oeles dienend, angebracht ist. Die mittlere Röhre *c* steigt bis zum Niveau des Gefässrandes auf, damit beim Eingiessen des Oeles durch die Oeffnung *k* kein Oel direct in dieses Rohr fliessen könne; auch ist, damit die Röhre *c* im Rohre *b* sich leicht und dennoch schliessend bewege, die erstere bis auf zwei kleine Ringflächen oben und unten etwas dünner abgedreht.

Der beschriebene Apparat wirkt ganz selbstthätig und zwar in folgender Weise: Wenn die Maschine ruht, so wird das Ventil *E* durch die Feder *G* aufgedrückt, während das Ventil *D* gleichzeitig durch dieselbe Feder zugehalten wird, so dass dem Oel der Zutritt nach *a*, d. h. nach dem Cylinder und Schieberkasten, verschlossen ist. Läuft die Maschine unter Dampf, so wird durch den im Cylinder herrschenden Dampf-

Locomotiven verbrauchten Oelquanten, sowie derselben Angaben für eine Locomotive ohne die qu. Schmiervorrichtung dienen.

1) Die mit den Kessler'schen Apparaten versehene Locomotive verbrauchte pro zurückgelegte Locomotivmeile:

im Monat	Juli 1866	1,587	Loth	Oel,
- -	August	0,970	-	-
- -	September	0,635	-	-
- -	October	0,585	-	-
- -	November	0,483	-	-
- -	December	0,469	-	-
- -	Januar 1867	0,468	-	-

2) Die Concurrenzmaschine ohne diese Apparate verbrauchte pro zurückgelegte Locomotivmeile:

im Monat	Juli 1866	2,119	Loth	Oel,
- -	August	2,483	-	-
- -	September	2,456	-	-
- -	October	2,180	-	-
- -	November	2,342	-	-
- -	December	2,179	-	-
- -	Januar 1867	2,647	-	-

Der grössere Oelverbrauch der Maschine ad 1) in den Monaten Juli und August und die periodische Abnahme bis Januar 1867 findet seine Begründung in einigen, im Anfange noch vorhandenen Mängeln der zuerst beschafften Patent-Schmierapparate, und andererseits auch darin, dass die Führer nur erst nach längerem Gebrauch der Apparate die Stärke der einzulegenden Dochte bestimmen konnten. Die erwähnten Mängel bestanden in einer zu schwachen Spiralfeder, wodurch die Ventile nicht geschlossen wurden.

Der Obermaschinenmeister Heckmann in Limburg auf der Nassauischen Staatsbahn fand bei Verwendung des Kessler'schen Apparates den Gesammtverbrauch an Schmiermaterial incl. Schmieren der Achsen etc. pro Locomotive und Meile zu 0,105 Pfd., während der Verbrauch im Jahre 1865 im Durchschnitt bei allen Maschinen 0,238 Pfd. betrug, woraus sich eine Ersparniss von 0,133 Pfd. pro Locomotivmeile zu Gunsten des Kessler-schen Apparates ergiebt. Leider ist die Hauptangabe vergessen worden, mit welchen Schmierapparaten denn jene Concurrenzlocomotiven versehen waren, indem nur dann die obigen Zahlen von praktischem Werthe sein können, wenn die verglichenen Objecte bekannt sind. In keinem Falle folgt daher aus obigen Angaben, dass der Kessler'sche Apparat der relativ beste, noch weniger aber, dass er der absolut beste sei.

Anerkennung verdient indessen jedenfalls, dass der Zustand der Schieberflächen sowie der Kolbenringe bei Maschinen mit diesen Apparaten ein entschieden besserer ist als bei anderen Maschinen, wodurch Reparaturen und Nacharbeiten dieser Theile viel seltener werden wie bisher. Um für die Abnutzungen der Kolbenringe und Schieber einen Vergleich zu erhalten, wurden die betreffenden Theile der Maschinen sub 1) und 2) vor ihrer Inbetriebsetzung gewogen und diese Wiegungen in gewissen Zeiträumen wiederholt. Die erhaltenen Resultate sind folgende:

1) Die mit den Kessler'schen Apparaten versehene Maschine:

Wiegung am 5. October 1866:

Kolbenringe rechts 31 Pfd. — Loth, links 33 Pfd. 10 Loth,
Schieber - 34 - 17 - - 35 - 12 -

Wiegung am 3. November:

Kolbenringe rechts 30 Pfd. 17 Loth, links 32 Pfd. 25 Loth,
Schieber - 34 - 17 - - 35 - 12 -

Verlust:

Kolbenringe rechts 13 Loth, links 15 Loth,
Schieber - 0 - - 0 -

2) Die Concurrenzmaschine ohne diese Apparate:

Wiegung am 5. October 1866:

Kolbenringe rechts 34 Pfd. — Loth, links 31 Pfd. 15 Loth,
Schieber - 36 - 8 - - 37 - — -

Wiegung am 3. November:

Kolbenringe rechts	32 Pfd.	15 Loth,	links	30 Pfd.	10 Loth,
Schieber	- 36 -	$6^1/_2$ -	-	37 -	— -

Verlust:

Kolbenringe rechts	45 Loth,	links	35 Loth,
Schieber	- $1^1/_2$ -	-	0 -

An der Maschine ad 1) sind seit der Wiegung am 3. November 1866 keinerlei Reparaturen an Kolbenringen und Schiebern vorgekommen, und es zeigte sich, da diese Maschine behufs Kesselprüfung am 3. Februar 1867 zur Werkstatt genommen wurde, dass Kolbenringe und Schieber vollständig glatt und sogar noch fettig waren. Dagegen mussten an der Concurrenzmaschine ad 2) nicht allein schon am 13. December 1866 die Kolbenringe nachgespannt und die Schieber ausgegossen, sondern sogar am 8. Januar 1867 die Kolbenringe wegen Abnutzung abermals nachgespannt werden.

Als historische Notiz sei schliesslich erwähnt, dass in Rede stehender Apparat vom Locomotivführer H. Kessler in Caub construirt und dass der Firma Wirth & Comp. in Frankfurt a. M. das alleinige Verkaufsrecht übertragen wurde. Der Apparat erregte bei seiner Bekanntwerdung (die in die Mitte der sechziger Jahre fällt) vielseitig Aufsehen durch die thatsächlich erzielbare Oekonomie an Schmiermaterial, welche bei seinem Verbrauch, im Vergleich zu den alten bisher bekannten und verwendeten Apparaten, constatirt wurde, woraus denn eine höchst isolirt in der Technik dastehende, rapide Einführung auf vielen Bahnen des Continentes, insbesondere in Deutschland erfolgte, so dass bei Gelegenheit der auf die Kolbenschmierapparate bezüglichen Frage in der Münchener Techniker-Versammlung (1868), neben Görgel und den alten Schmierhähnen, nur Kessler Gegenstand beachtenswerther Discussionen war. Wir kommen auf diesen Gegenstand am Schlusse unserer Abhandlungen über die selbstthätigen Schmierapparate nochmals eingehender zurück. Wir fügen noch hinzu, dass später Camozzi die Patente für Frankreich, Belgien und Holland käuflich erwarb und den Apparat in gewissen Einzelheiten verbesserte, die wir bei der Beschreibung desselben bereits eingehend berücksichtigt haben, indem wir den Apparat gleich von vorn herein in seiner durch Camozzi verbesserten Gestalt vorzuführen uns erlaubten.

Unter den deutschen Bahnen waren es namentlich die K. Preuss. Ostbahn, die Bergisch-Märkische, die Bayerische Staatsbahn, die K. Sächs. Oestl. Staatsbahn, sowie die Taunus- und die Wilhelmsbahn, welche die Kessler'schen Apparate bei ihren Maschinen im Grossen einführten. Er ist indessen seitdem durch noch vollkommenere Einrichtungen, die wir im Laufe des Folgenden vorführen werden, so ziemlich in den Hintergrund getreten. — ein Schicksal, was er mit jedem seiner Vorgänger theilt und mit jedem seiner Nachfolger theilen wird, als natürliche Folge der beständig sich steigernden Anforderungen der Praxis und des rastlosen Fortschrittes überhaupt, die ja nicht nur auf diesem, sondern auch auf allen anderen Gebieten den Menschengeist immer wieder von Neuem dahin führen, das Geschaffene umzumodeln oder umzustossen und durch Neues und Besseres, wenn irgend möglich, zu ersetzen.

Zu den selbstthätigen Kolben- und Schieberschmiervorrichtungen gehören noch, insoweit die Wirkung wie bei den bereits betrachteten durch die Anwendung resp. Unterstützung von Saugdochteinrichtungen bedingt wird, die Apparate von Sommer und Curant, die im Nachfolgenden zu behandeln sind, wobei wiederum mit dem einfachsten derselben begonnen wird.

§ 57. Weitere Kolbenschmier-Vorrichtungen mit Saugdochtapparaten. — a. Sommer's Schmiergefässe für Kolben und Schieber. Die nachstehenden Schmierapparate (vergleiche Fig. 8, Tafel XXVII) sind den Kessler- und Görgelschen nachgebildet und verfolgen daher den gleichen Zweck, mit dem Unterschiede, dass sie gestatten, Kolben und Schieber nicht nur bei abgesperrtem Dampf beim Gange der Maschine, sondern auch jederzeit direct und in beliebiger Proportion schmieren zu können. Sie repräsentiren demgemäss eine Combination des gewöhnlichen Schmierhahnes und des selbstthätigen Apparates. Die Möglichkeit einer willkürlichen Schmierung erscheint nämlich insofern oft wünschenswerth, da die selbstthätigen Schmierbüchsen von Kessler, Görgel etc. doch nicht absolut unfehlbar wirken.

Eine noch weitere Verbesserung der vorstehend beschriebenen Apparate zeigt Fig. 16 auf Tafel XXVII. Die Hülse *g* hat bei *a* ein Gewinde erhalten, damit das Oel nicht dort, sondern nur durch die feinen Nuthen im Dorne *m* in den Cylinder gelangen kann. Die Führung des Ventiles, sowie die Lagerung der Spiralfeder wurde solider durchgeführt, und im oberen Theile (unter dem Deckel) ausserdem noch der Hahn *b* angeordnet, so dass selbst bei undichtem Ventil und vernachlässigtem Dorne *m* ein Herausschleudern des Oeles verhütet wird. Diese kleinen Verbesserungen erweisen sich angeblich als sehr praktisch und verlässlich. Der Oelzufluss wird durch beliebiges Unterbinden des Dochtes regulirt.

§ 58. Reimherr's selbstthätiger Schmierapparat. — Derselbe ist in den Figuren 10 und 11 auf Tafel XXVII vorgeführt und gehört zu denjenigen, welche nicht sowohl bei abgestelltem Dampf, sondern auch beim Gange unter Dampf schmieren, im ersteren Falle jedoch mehr Oel abgeben, als im letzteren. Nach den auf der Bayerischen Ostbahn und den Sächsischen Staatsbahnen mit diesem Apparate angestellten Versuchen erfüllt er in der That die Mehrzahl derjenigen Bedingungen, die man an einen vollkommenen Schmierapparat zu stellen berechtigt ist. Die grosse Complication der Construction scheint jedoch der weiteren Einführung des Reimherr'schen Apparates hindernd im Wege zu stehen. Die in Rede stehenden Apparate consumiren auf 60—70 Meilen 0,5 kg Oel oder Talg, je nachdem bei Zügen öfter oder seltener der Dampf abgestellt wird. Der Preis eines solchen Apparates stellt sich incl. Fracht und Verpackung auf 45 Mrk.

§ 59. Scharnberger's selbstthätiger Schmierapparat. — Der in Fig. 7 auf Tafel XXVII gezeichnete Apparat, welcher dem Werkmeister der Bayerischen Ostbahnen in Schwandorf, P. Scharnberger, patentirt ist, zeichnet sich durch seine grosse Einfachheit aus. Die Wirkungsweise des Apparates ist folgende: Das im Raume *e* durch Abnehmen des Ventiles *a* aufgefüllte Oel wird anfänglich durch die Wärme der Maschine notorisch verdünnt und bei jedem Kolbenhube, unabhängig davon, ob derselbe mit oder ohne Dampf läuft, zwischen den Gewindegängen der Schraube *c* durch die Ausflussöffnung *d*, deren lichte Weite beliebig sein kann, in entsprechender Quantität in Cylinderraum und Schieberkasten überführt. Später entsteht oben im Schmiergefäss *e* ein ölleerer Raum, in den äussere Luft einströmt, weil der Deckel nicht luftdicht schliesst, und es findet ein Abfluss von Oel fernerhin nur beim Eintritt eines Vacuums in den Cylinder statt, weil sich nur dann ein kleiner Ueberschuss des Druckes der äusseren Luft auf der oberen Fläche des Oeles bilden und dasselbe unten vermöge seines Ueberdruckes und seines Gewichtes ausfliessen kann. Der Bügel *f* ist drehbar. Selbst dann, wenn der Deckel luftdicht schliesst, wird in Momenten des Dampfdruckes in Cylinder und Schieberkasten Dampf durch den Canal *d* nach *e* gelangen und von dort aus in den Momenten der Dampfverdünnung Oel durch die Oeffnung *d* auf den Kolben pressen.

Ueberdies kann der Oelverbrauch, und darin besteht die Eigenthümlichkeit des Apparates, durch die Schraube *c* sehr genau regulirt werden. Dieselbe ist nämlich conisch und lässt um so weniger Oel durch, je mehr sie angezogen wird, und umgekehrt. Das Ventil *a* dient zu gleicher Zeit als Schlüssel zum Reguliren der Schraube *c*. Diese höcht einfache Construction ist es, welche dem Scharnberger'schen Apparate einen wesentlichen Vorzug vor den übrigen zahlreichen Apparaten giebt, die gleiche Ziele verfolgen, und die als nächste Folge einen wesentlich ermässigten Preis bedingt, unterstützt dadurch, dass die Oelkapsel aus Gusseisen angefertigt wird. Die beschriebenen Apparate werden in 3 Grössentypen ausgeführt zu 29, 26 und 21 Mark

continuirlich gelieferten feinen Oelschichten erzeugen schöne dichte Politurflächen, wodurch die Dampfverluste beseitigt und die Reparaturen sehr bedeutend reducirt werden. Durch den fetten Dampf entsteht ausserdem zugleich auf den Oberflächen der Schieber- und Kolbenstangen ein fettiger Niederschlag, so dass auch die Coulissen und Excenter, welche den nunmehr viel leichter gehenden Schieber zu führen haben, weniger Oelung und Reparatur bedürfen sollen.

a. System Schauwecker. Die Construction des Apparates ist in Fig. 13 auf Tafel XXVII in halber natürlicher Grösse dargestellt. Durch die Drehung der Schraube J wird das Ventil c geöffnet, welches zum Abschluss des eigentlichen Oelgefässes dient. Die Füllung selbst erfolgt bei dieser Construction, die speciell für Locomotiven eingerichtet ist, nur wenn die Maschine in Ruhe ist. Ist der Apparat mit Oel gefüllt, so hat das letztere das Bestreben, vermöge seines Eigengewichtes durch das Capillarröhrchen r auszufliessen und müsste dies unfehlbar erfolgen, wenn nicht die Wirkung der Schwere des Oeles durch die Capillar-Attraction der feinen Röhre aufgehoben würde. Dasselbe Verhältniss wie unter der Atmosphäre findet jedoch auch statt, wenn der Apparat auf dem Schieberkasten einer Maschine aufgeschraubt wird, wo dann an Stelle der Luft der gespannte Dampf tritt. Ist demnach der Schieberkasten mit ruhendem Dampf gefüllt, so wird kein Oelabfluss stattfinden, und nur die arbeitende Maschine kann den, einen Abfluss bewirkenden Effect hervorrufen.

Während der Arbeit wird nämlich der durch die Canäle in den Cylinder einströmende Kesseldampf, der also in Bewegung befindlich ist, beim Absperren des Einströmungscanales plötzlich zur Ruhe gebracht. Dabei übt er auf den Schieber und die Wände der Dampfkammer, also auch auf die Oelfläche des Schmiergefässes, und zwar einen Moment später als auf die Ausflussöffnung des Capillarröhrchens, einen Stoss aus, welcher hinreicht, eine kleine Quantität Oel aus demselben heraustreten zu lassen, die sodann zum Schmieren des Schiebers Verwendung findet. Dieser Moment wird aber bei jedem Kolbenhube eintreten und ölt demnach der Apparat proportional mit der Kolbengeschwindigkeit. Da aber der erwähnte Stoss um so stärker ausfallen wird, je stärker die Dampfspannung ist, so fällt beim stärkeren Drucke des Schiebers auf seine Unterlage die Oelung verhältnissmässig reichlicher aus, d. h. stets proportional der grösseren oder geringeren Reibung der gleitenden Theile.

Beim Leerlauf der Maschine wird der Oelabfluss in ähnlicher Weise durch die im Schieberkasten beim Spiel des Kolbens erfolgende abwechselnde Luftverdünnung und Compression erzielt, und das nämliche Verhältniss findet statt, wenn der Apparat auf dem Cylinder zum Schmieren des Kolbens angebracht ist, infolge des Spannungswechsels in demselben. Das wenige, durch die erste Berührung von Dampf und Oel anfänglich gebildete Condensationswasser verschwindet seiner Schwere und Dünnflüssigkeit wegen durch das Capillarröhrchen schon nach den ersten Kolbenzügen. Eine weitere Bildung von Condensationswasser ist durch die oben beregte, luftdicht abschliessende Umhüllung U, d. h. durch Anwendung einer abgeschlossenen Luftschicht (der schlechtesten aller schlechten Leiter!), unterdrückt, und gerade durch diesen Schutz gegen Abkühlung resp. Druckverminderung wird im Apparat die gleiche Atmosphäre hergestellt wie im Schieberkasten, wodurch der Oeltropfapparat allein befähigt ist, bei dampferfüllten Räumen Oel in den Schieberkasten gelangen zu lassen.

Sehr zu empfehlen dürfte es sein, das aus dem Apparat abfliessende Schmiermaterial durch eine Leitung den Reibungsflächen direct zuzuführen, da namentlich bei leer laufender Maschine das Oel nicht leicht an seinen Bestimmungsort gelangen kann. Bei der Wahl der Capillarröhrchen r muss die Druckhöhe in Betracht gezogen werden.

Für Locomotiven wurden dieselben bei den ersten Apparaten so construirt, dass pro Apparat und Meile circa $1^1/_2$ Loth Oel verbraucht wurde. Der Apparat wird in der Regel auf dem Schieberkasten angebracht, woselbst die Einfettung des Dampfes zu erfolgen hat, damit derselbe fett auf die Kolben gelangt.

Der Apparat verdankt sonach einzig und allein dem mehrerwähnten Capillarröhrchen *r* die werthvolle Eigenschaft, blos bei bewegter Maschine, bei dampferfülltem, wie bei dampfleerem Raume proportional mit Kolbengeschwindigkeit und Dampfdruck zu ölen. Durch geeignete Wahl der lichten Weiten dieser Röhrchen, sowie auch durch Anwendung mehrerer Ausflussröhrchen lässt sich die Quantität des Oeles nach Belieben bestimmen.

Die den früheren Apparaten zum Vorwurf gemachten Fehler, nämlich:

1) die Bildung von Condensationswasser,
2) der Miteintritt von mechanisch mitgeführtem Kesselwasser,
3) die Ansammlung von Wasser während des Stillstandes der Maschine, welche nur ein theilweises Füllen mit Oel vor der Abfahrt gestattete,

sind sämmtlich bei dem in Fig. 13 auf Tafel XXVII gezeichneten Schauwecker'schen Apparate beseitigt worden, und zwar in folgender Weise, die zu Hinweisen auf interessante Details des Apparates Anlass giebt.

ad 1) Beim Füllen ist die Röhre *R* durch den Kolben *C* geschlossen und die Luft muss durch eine der Füllöffnungen *o o* entweichen. Da jedoch ohne Luftaustritt eine weitere Füllung nicht möglich ist, so befindet sich der das Füllloch schliessende höchste Oelspiegel *N*, 12 mm unter dem oberen Rohrende *n* und es kann nun, da das erwähnte Condensationswasser $^1/_{10}$ des Oelquantums beträgt und das Rohrende nicht mehr vom Spiegel erreicht wird, für das Oel niemals eine andere Ausflussöffnung vorhanden sein, als das Capillarrohr *r*.

ad 2) Behufs selbstthätiger Abhaltung des mitgerissenen Kesselwassers construirte der Erfinder den Kolben *K*, welcher, vom einströmenden, den Seitenraum *e e* passirenden Dampf ruhig in seiner Stellung belassen, vom Wasserstrahl jedoch emporgestossen wird, wodurch dessen Eintritt in das Oelgefäss gehindert ist, da *K* nach oben hin ventilartig abschliesst. Ist das Wasserwerfen vorbei, so sinkt der Kolben *K* von selbst nieder. Von der Selbstthätigkeit dieser Wasserabhaltung kann man sich beim Anfahren durch das Gehör überzeugen.

ad 3) Der Apparat ist vor der Abfahrt zu füllen, doch ist auf der nächsten Haltestation die vollständige Nachfüllung desselben vorzunehmen, da schon nach einigen Minuten der Fahrt alles etwa im Apparat vorhandene Wasser verschwunden ist. Beim Füllen schraubt man die Füllschraube *J* vermittelst der Handkurbel mit nur 3 Umdrehungen hervor und hält den Schnabel der Oelkanne in eine der Füllöffnungen *o o*. Nimmt man jedoch die Füllschraube ganz heraus, so bleibt der Apparat leer und kann natürlich nicht wirken.

In Betreff der Behandlung des Schauwecker'schen Apparates sei noch das Nachfolgende hervorgehoben. Dieselbe erfordert drei wichtige, doch leicht erfüllbare Bedingungen:

1) dichtes Einschrauben,
2) Regulirung, wenn nöthig,
3) Schutz gegen das Zerlegen seitens Unkundiger oder Neugieriger.

Eine unerlässliche Bedingung ist die, dass der Apparat dicht und fest eingeschraubt wird; trägt der Cylinder oder Schieberkasten ein bearbeitetes Auge, so macht man den Zapfen cylindrisch und verdichtet mit der Sechseckfläche; ist kein Auge vorhanden, so lässt man den Zapfen conisch und giebt dem Loch den gleichen Conus, sonst wird die Verschraubung bald lose, auch muss der dampfdicht eingeschraubte conische Zapfen einigen Anzug haben.

Das Füllen mit Oel geschieht beim Stillstand der Maschine bei dampfleeren Räumen und es ist deshalb Regel, vorher die Schlammhähne zu öffnen. Beim Füllen hat man, wie bereits erwähnt, die Kurbel nur um 3 Umdrehungen hervorzudrehen und durchaus zu vermeiden, die Schraube *J* ganz herauszunehmen, wenn man den Apparat füllen will. Hält die Fläche *a a* nicht mehr dicht, so beseitigt man die Unreinigkeit und treibt die Kurbel mittelst eines Holzhammers einige Male auf und zu. Ist der Apparat derart überfüllt, dass der kleine Füllbecher beim Einschrauben überzufliessen droht, so schraubt man die Füllschraube ganz heraus, wenn dies ohne Spritzen geschehen kann. Sollte der Apparat nach

Jahren kein Oel mehr abgeben, so ist das Capillarrohr *r* infolge zerrissener Siebe *S* verstopft; man legt alsdann neue Siebe mit der gleichen Maschenweite ein.

Beim Zerlegen des Apparates bedient man sich passender Schlüssel und beim Zusammensetzen darf das reine Abwischen, sowie das genügende Anziehen der geschliffenen Verschlussfläche nicht übersehen werden, indem der undichte Apparat wirkungsunfähig ist.

Will man den Oelverbrauch schwächen, so schraubt man in das innere Gewinde am Zapfenende ein kleiner als 5 mm gebohrtes Stück von 12—15 mm Länge ein. Je kleiner die Bohrung in diesem Einsatzstück *g*, desto langsamer erfolgt die Entleerung, desto geringer ist aber auch beim Ueberschreiten einer gewissen Grenze der Erfolg. Die Entleerungszeiten verhalten sich demnach umgekehrt wie die Quadrate der Durchmesser der Einströmungsöffnungen. Entleert sich der Apparat z. B. schon nach 8 Meilen, statt nach 12, so ist, da die Oeffnung $b = 5$ mm, die fragliche Bohrung im Stücke $g = 4$ mm zu geben. Der Apparat soll überhaupt derart gefüllt und regulirt werden, dass er sich niemals ganz entleert. Ein Loth Oel pro Meile ist als das rentabelste Quantum zu betrachten bei einem Fassungsraum des Apparates von 10 Loth.

Durch die wesentliche Verminderung der schädlichen Arbeit, sowie durch die Beseitigung der Dampfverluste ergiebt sich eine Effecterhöhung oder Kohlenersparniss von angeblich 15—30 %. Dieses Resultat kann, wenn es sich bestätigen sollte, auf die Existenz der bereits früher erwähnten Oelschichte zwischen Reibungsflächen der gleitenden Maschinentheile vermuthlich zurückgeführt werden, und da diese Flüssigkeitsschicht unter der Spannung des Kesseldruckes steht, so ist anzunehmen, dass sie eine erhebliche Schieberentlastung zur Folge habe, sowie dass der Reibungscoëfficient bei Oelschmiere auf 0,07 sich herabmindert.

Neuerdings hat Schauwecker eine Verbesserung an dem Apparat vorgenommen, welche in Fig. 13 auf Tafel XXVI näher verdeutlicht und nachstehend erläutert ist. Diese neueste Apparatverbesserung besteht darin, dass die Füllvorrichtung zugleich als Absperr- und Regulirvorrichtung functionirt, sowie dass es jetzt beim Füllen gestattet ist, die Füllschraube *J* ganz herauszunehmen. Der grosse praktische Werth der letzteren Eigenschaft ist nachstehend nachgewiesen.

Es geschah häufiger als man glaubt, dass dem in den Behandlungsvorschriften stark betonten Verbot — oft aus Unkenntniss — zuwidergehandelt und beim Füllen die Füllschraube *J* ganz herausgenommen wurde. Hierbei fällt das Oel direct in den Schieberkasten oder Cylinder und der Apparat bleibt leer. Man goss sogar mit der grossen Oelkanne das Oel ein und erwartete vergeblich das Sichtbarwerden des Oelspiegels im Füllloch, als Zeichen vollständiger Füllung. Diesem Umstand ist jetzt bestens abgeholfen.

Beim Herausdrehen der Füllschraube *J* schiebt die Feder *F* den Körper *A* in die Höhe und presst ihn, vereint mit dem Dampfdruck, auf die Dichtungsfläche, wodurch der Dampf abgesperrt ist; es ist dies nöthig bei Locomotiven mit undichtem, oder kurz vor dem Füllen abgestelltem, Regulator. Auch während arbeitender Maschine lässt sich die Oelfüllung besorgen; denn wenn der Apparat noch $^1/_4$ Füllung enthält, so sprudelt bei geöffneter Füllschraube kein Oel hervor, sondern etwas Dampf, welcher die Füllung nicht behindert.

Beim Herausdrehen der Schraube *J* sperrt sich also der Dampf selbst ab; schon nach 1—1 $^1/_4$ Umdrehung befindet sich *A* abschliessend auf der ringförmigen Messerschneide. Oeffnet man $^1/_4$, $^1/_2$ oder $^3/_4$, so ist auch die Quantität der Oelung $^3/_4$, $^1/_2$ oder $^1/_4$. Die Füllschraube *J* ist also zugleich Absperr- und Regulirvorrichtung (welche Einrichtungen bisher drei dicht zu haltende Oeffnungen am Apparat erforderlich machten). Da es jedoch bei der Locomotive nicht gut ist, die Oelung zu sehr von der Bedienung abhängig zu machen und da mit der Schraube *g* im Zapfenende ohnehin auf die Dauer regulirt werden kann, so sei mit der punktirten Zeichnung der zur Regulirung nöthigen Stellschraube *D* angedeutet, dass nur auf besonderes Verlangen die Apparate zur Regulirung eingerichtet werden.

Der complette Apparat wiegt 9 Zollpfd., ist nur vom Erfinder zu beziehen und kostet 33 Mark pro Stück im Dutzend.

b. Selbstthätiger Schmierapparat von Schärges. — Derselbe beruht auf demselben Princip, wie die Apparate von Schauwecker, das System der Construction ist jedoch durchaus abweichend. Als Vortheile werden angeführt:

1) Dass sich diese Schmierbüchse leicht, daher auch billig herstellen lässt, da sie aus wenig Theilen besteht und infolge dessen keiner

besonderen Aufsicht bedarf, auch keiner kostspieligen Reparatur unterworfen ist.

2) Durch die eigenthümliche Art und Weise der Anwendung eines cylindrischen Dochtes kann nur filtrirtes Schmiermaterial zu den Kolben und Schiebern gelangen, weil alle Schmiere vorher durch den Docht von den mechanischen Beimengungen vollständig gereinigt wird.

3) Durch den an seinem unteren Ende conisch zugespitzten Regulirungsstift lässt sich der Schmierzufluss auf das kleinste Maass reduciren, wodurch beträchtliche Oelersparnisse erzielt werden.

Die Anwendung des Apparates geschieht in folgender Weise: Nachdem die Schmierbüchse mit entsprechendem Gewinde an dem unteren Zapfen versehen und auf dem Cylinder oder Schieberkasten aufgeschraubt ist, wird das im Centrum befindliche durchlöcherte Röhrchen *a* herausgenommen (vergl. Fig. 8 auf Tafel XXVIII) und über dasselbe ein passender Docht *b* gezogen, welcher unten und oben mit dünnem Bindfaden fest gebunden wird. Ist das zu verwendende Schmiermaterial sehr dünnflüssig, so empfiehlt es sich, über den ersten Docht noch einen zweiten zu ziehen und auf gleiche Weise zu befestigen. Nachdem der Docht befestigt, wird das Röhrchen *a* wieder fest eingeschraubt; der Regulirstift *c*, welcher vorher sammt Gegenmutter *d* herausgenommen wurde, wird so lange hinuntergeschraubt, bis sich durch das Gefühl bemerklich macht, dass derselbe aufsitzt, folglich die kleine Durchbohrung vollständig verschliesst. Sodann dreht man denselben eine Viertel- oder halbe Umdrehung zurück und stellt ihn durch die kleine Gegenmutter *d* fest. Das Reguliren richtet sich selbstverständlich nach der grösseren oder geringeren Dünnflüssigkeit des Schmiermittels. Der Deckel wird, nachdem die Schmierbüchse gefüllt ist, geschlossen, in der Weise, dass der am Deckel befindliche Vorsprung *e* fest auf die in der entsprechenden Vertiefung der Schmierbüchse befindliche Verpackung, welche aus einem geflochtenen Hanfring besteht, aufdrückt. Dieser Hanfring wird vor dem Eindrücken befettet und hält sehr lange dicht. Der unten angebrachte Absperrhahn hat den Zweck, auch während des Ganges der Maschine die Schmierbüchse füllen zu können. Bei der Anwendung für Locomotiven kann derselbe jedoch wegbleiben, wodurch sich derartige Schmierapparate auch von Gusseisen und daher beträchtlich billiger darstellen lassen. Der Apparat ist sowohl bei Talg als Oel anwendbar und soll sehr ökonomisch wirken.

Wir gelangen nun zu den eigentlichen Ventil-Schmierapparaten, deren Wirkung sich auf das regelmässige Spiel eines Ventiles gründet, welches durch die in Cylinder und Schieberkasten herrschenden Druckdifferenzen in Thätigkeit gesetzt wird und dadurch den gleitenden Theilen angemessene Oelquanten zuführt. Nach diesem Princip sind die Apparate von Johnson, Schollwer, Volkmar, Trute und Anschütz construirt, die im Nachfolgenden zum Gegenstand der Beschreibung gemacht werden.

§ 61. Von den Ventil-Schmierapparaten. — a. System Johnson. Dieser Apparat, welcher in Fig. 67 (p. 551) dargestellt ist, besteht aus einem cylindrischen Gefässe *A*, welches in der Mitte eine Röhre *B* enthält, die sich bis an die Decke des Oelbehälters *A* erstreckt. Das obere Ende der Röhre *B* kann durch ein kleines, mit Hülfe einer Schraube bewegtes Ventil geschlossen, sowie auch zugleich hierdurch die Menge des zu consumirenden Oeles genau regulirt werden. Das untere Ende der Röhre *B* kann ebenfalls durch ein kleines Kugelventil abgesperrt werden. Der Oelbehälter *A* wird durch eine am Deckel befindliche und durch eine Schraube verschliessbare Oeffnung mit Oel gefüllt. Das condensirte Wasser kann durch Lösen einer am Boden des Gefässes *A* befindlichen Schraube entfernt werden. Der untere

Theil des Schmierapparates steht mit dem Dampfeinströmungsrohre in Verbindung und ist der Apparat selbst vermöge Schraube an der Aussenseite der Rauchkammer der Locomotive befestigt, wie die Figur es deutlich zeigt.

Fig. 67.

Wenn nun die Maschine in Gang gesetzt wird, also der Dampf in das Einströmungsrohr tritt, so wird die kleine am unteren Ende der Röhre *B* befindliche Kugel nach oben gedrückt und die Verbindung zwischen dem Oelbehälter und dem Dampfeinströmungsrohre unterbrochen; zugleich geht ein Theil des Dampfes während des Hebens der Kugel bei derselben vorbei in den Oelbehälter *A*, wo er condensirt wird und das Oel hebt. Wenn der Dampf abgeschlossen wird, so fällt die Kugel [16]) wieder zurück und gestattet dem in der Röhre *B* befindlichen Oel, in das Dampfrohr zu fliessen, um von da aus sowohl Kolben als Schieber der Maschine zu schmieren.

b. Schollwer's Patent-Schmiervorrichtung. Der Apparat ist in Fig. 20 auf Tafel XXVII dargestellt. Er dient zur directen Schmierung der Schieber- und Cylinderflächen mittelst des ölhaltigen Dampfes. Der Apparat wird in der Regel an der Rauchkastenwand oder in der Nähe des Schieberkastens befestigt und das untere Ende durch ein 9 mm weites Rohr *d* mit einem Cylindercanal oder Cylinderdeckel in Verbindung gebracht; indem nun durch den einströmenden Dampf der Kegel *e* gehoben und beim Ausströmen des Dampfes durch sein Eigengewicht zurückfällt, wird der Apparat in Thätigkeit gesetzt. Bei jedem Spiele des Kegels werden die kleinen Oeffnungen *a*, welche in gehobener Stellung desselben mit dem Oele in Berührung kommen, durch dieses gefüllt, welches in der unteren Stellung des Kegels der Nuth *b* mitgetheilt, von dort mittelst der eingedrehten Theile des Kegels schliesslich durch das Loch *c* in den Schieberkasten gelangt und dort zur Wirkung kommt.

Um dem Apparate Oel zuzuführen, ist das Füllloch *i* durch Drehung an dem kleinen Handrädchen *f* zu öffnen, und nachdem das Oel durch den Canal *g* zugeführt, wieder auf dieselbe Weise zu verschliessen. Der Apparat muss mit möglichst reinem Oel gefüllt werden, um ein Undichtwerden des Ventilsitzes und das Verstopfen der kleinen Oeffnungen *a* zu verhindern. Obwohl diese Vorrichtung keine zarten Theile enthält und leicht auszuführen ist, so lässt sich doch nicht verkennen, dass durch das beständige Hämmern des schweren Kegels der Apparat nicht unbedeutende Erschütterungen erleidet, welche seine baldige Zerstörung veranlassen muss. Ausserdem lauten die Berichte über die Wirkungsweise lange nicht so günstig als bei dem vorher beschriebenen Apparate, indem die Schieber wohl genügend, die Cylinder aber ungenügend mit Schmiermaterial versorgt werden. Der ganze Apparat ist bis auf den Kegel, welcher aus Schmiedeeisen besteht, aus Rothguss angefertigt.

c. Selbstthätiger Schmierapparat der Württembergischen Staatsbahn. Diese im Wesentlichen mit dem vom Maschinenmeister Trute in Esslingen

---

[16]) Ob die Kugel durch den einströmenden Dampf fortwährend oben einen dichten Abschluss gewähren wird, ist etwas unwahrscheinlich, vielmehr ist wohl anzunehmen, dass die Kugel beim Einströmen des Dampfes so lange eine hüpfende Bewegung annehmen wird, bis die Dampfspannung im Oelgefäss *A* der im Dampfeinströmungsrohre herrschenden Spannung entspricht.

construirten Schmierapparat übereinstimmende Vorrichtung ist auf Tafel XXVIII Fig. 7 in seinen neuesten Verbesserungen dargestellt. Durch die trichterförmige Oeffnung *a* wird das Oel in die Büchse eingegossen, wobei der Hahn *b* zugleich das Luftloch *c* des Gefässes öffnet. In der in Fig. 7 gezeichneten Stellung des Hahnes *d* ist das Röhrchen *e* zum directen Schmieren geöffnet, während die Verbindung mit dem Ventil *f* abgeschlossen ist. Wird durch die Drehung des Hahnes *d* um 90° das Röhrchen *e* geschlossen, so tritt das Ventil *f* in Thätigkeit. Die höchstens $^1/_2$ mm weite Zuflussöffnung *i* ist bei dem neuesten Apparat oben in der Mitte des aufgeschraubten Gehäuses angebracht, wie Fig. 7 zeigt, während der Hut *h* gleich an den Deckel des Gefässes angegossen ist, wodurch die Herstellung vereinfacht wird. Die Wirkungsweise des Apparates findet in der Weise statt, dass das Oel unter dem Hute *h* in die Höhe tritt und bei jedem Kolbenwechsel in die kleine Kammer zwischen *i* und *f* angesogen wird, wodurch es bei dem nächstfolgenden Spiel des Ventiles *f*, welches durch die kleine Spiralfeder *g* leicht angedrückt wird, durch vier schmale Längsfurchen am Verticalcylinder tropfenweise an die zu schmierenden Theile gelangt. Die Maschinenfabrik Esslingen hat solche Schmiergefässe in grosser Anzahl für die auf russische Eisenbahnen gelieferten Locomotiven ausgeführt.

Fig. 17 auf Tafel XXVII zeigt die Construction nach demselben Princip ausgeführt, doch, statt des Eingusshahnes und Bechers, mit verschiebbarem Deckel und einfachem Schmierloch, wodurch bei gleichfalls staubdichtem Abschluss eine Vereinfachung und demgemäss Verbilligung des Apparates erzielt wird.

d. Volkmar's Schmierbüchse für Locomotivcylinder. Es wurde bereits oben angedeutet, dass Johnson die Ramsbottom'schen Schmierapparate dahin verbesserte, dass er ein kleines Kugelventil in Anwendung brachte, welches durch den Dampfdruck geschlossen wird, wodurch zunächst der stete Contact des Dampfes mit dem Schmiermittel vermieden ist, infolge dessen das durch den Dampf verdrängte Oel nur dann ablaufen kann, wenn der Hahn abgestellt ist. Für längere Gefälle muss dieser Johnson'sche Apparat aber entschieden zu wenig Oel dem Kolben zuführen, da bei ihm vor dem Schluss des Ventiles nur sehr wenig Dampf in den Schmierbehälter entweichen und sich nur eine verschwindend kleine Menge Condensationswasser bilden kann.

Diesen Nachtheil hat nun Volkmar durch seinen in Fig. 9 auf Tafel XXVII gezeichneten Apparat zu vermeiden gesucht. Bei demselben ist ebenfalls ein Ventil angewendet, dessen Schluss durch Dampfdruck bewirkt wird. Dieses Ventil ist an dem anderen Ende der kreuzförmigen Führungsnerven mit einem Kolben *a* versehen, welcher, wenn das Ventil, wie Fig. 9 zeigt, geschlossen ist, so weit über dem Boden des Schmierbehälters vorsteht, dass das Oel leicht den Raum an den Führungsnerven ausfüllen kann. Wird darauf der Dampf abgesperrt, so muss sich das untere Ventil *b* öffnen, der obere Kolben aber beim Heruntergehen die cylindrische Oeffnung ganz ausfüllen, so dass nur das Oel, welches sich zwischen den Ventilrippen und dem Raume *b* befindet, abfliessen kann. Es wird daher beim jedesmaligen Dampfabsperren dem Schieber und Kolben eine, je nach der Grösse des Raumes genau bestimmte Menge Oel zugeführt, demnach nur dann, wenn es nothwendig ist. Durch momentanes Reversiren mit dem Steuerhebel lässt sich daher das Ventilspiel beliebig wiederholen, und kann dadurch dem Kolben nach Bedürfniss Oel gegeben werden, was auf langen Gefällen, wo eine grössere Oelmenge für die Kolben erforderlich, von grösster Bedeutung werden kann. Demnach kann der Führer, ganz nach Erforderniss, von seinem Stande aus schmieren.

Der Oelabfluss wird schnell und sicher erfolgen, da beim Laufe der Maschine ohne Dampf die Luft im Schieberkasten verdünnt wird.

Man kann auch statt des Kölbchens *a* ein Ventil anwenden, das sich schliesst, sobald sich das untere öffnet, allein dies macht den Apparat etwas complicirter und der Ventilsitz am Boden des Behälters würde sich bald verharzen, so dass der Schluss nicht so dicht sein würde, als bei dem Kölbchen. Das letztere überzieht sich ausserdem an dem über der Kante *c* noch vorstehenden Theile, wenn das untere Ventil *b* auf dem Stifte *d* aufsitzt, bald mit einer Oelkruste, sodass sich ganz von selbst nach oben hin ein dichter Abschluss herstellt. Damit beim Hin- und Herfahren auf Bahnhöfen nicht von selbst viel Oel ablaufen kann, ist es rathsam, den Oelbehälter erst bei der Abfahrt nach Bedürfniss zu füllen. Es versteht sich von selbst, dass bei diesem Apparate das Ventil nebst Führung und Kölbchen sauber passend eingeschliffen werden müssen und dass derselbe nicht direct auf dem Cylinder, sondern nur auf dem Schieberkasten angebracht werde, was aber auch vollständig genügt, da das Oel vom Schieber stets von selbst auch zum Kolben gelangt.

Man hat in der Praxis beobachtet, dass indessen trotz des sorgfältigsten Einschleifens des Dampfventiles dieses doch nach einiger Zeit etwas Dampf durchliess. Durch die Condensation dieses Dampfes im Oelbehälter musste sich Wasser bilden, das beim jedesmaligen Ventilspiel natürlich zunächst ablief. Es waren daher mehrere Ventilspiele resp. wiederholtes Reversiren mit dem Steuerhebel nöthig, bevor Oel ablaufen konnte. Dieser Uebelstand ist jedoch leicht zu beseitigen, wenn man den Zutritt des Oels in den Ventilraum höher über dem Boden des Oelbehälters stattfinden lässt, wie dies bei den neueren Apparaten geschieht. Wird der Behälter gänzlich mit Oel gefüllt, so kann Anfangs gar kein Dampf resp. Condensationswasser in denselben eintreten, sondern erst nachdem etwas Oel abgelaufen ist.

e. Anschütz's selbstthätiger patentirter Schmierapparat für Cylinder und Schieberkasten. Dieser Apparat ist auf Tafel XXVII Fig. 18 und 19 dargestellt. Derselbe gehört wie die vorigen zu den Ventilapparaten, arbeitet jedoch im Verhältniss zu den Pressungsdifferenzen und eignet sich nicht sowohl für die Cylinder-, sondern auch zur Schieberschmierung, eine Verwendung, die bekanntlich nur wenige der selbstthätigen Schmiervorrichtungen gleich gut gestatten. Die Ventile, Federn, Kolben etc. lassen jedoch den Apparat ebenso complicirt und theuer als gebrechlich erscheinen bei aller Vollkommenheit des seiner Construction zu Grunde liegenden Princips, welches bereits Eingangs hervorgehoben wurde.

A ist ein flaches halbkreisförmig gebogenes Rohr von Kupfer (die sogenannte Bourdonspirale oder Schinz'sche Röhre), an einem Ende geschlossen und am anderen mit dem Canal *B* in Verbindung. Durch diesen Canal communicirt der Apparat mit dem Schieberkasten oder dem Cylinder. *C* ist ein Stift, durch ein Gelenk mit dem geschlossenen Ende des Kupferrohres *A* verbunden, *a* ist ein kleiner Schmiercanal, der durch die Schraube *E* verengt und erweitert werden kann, um den Oelzufluss zu reguliren. *D* ist der Deckel mit Füllhahn. Die Wirkung des Apparates ist folgende:

Die Pressungen im Cylinder und Schieberkasten ändern sich während des Verlaufes eines Kolbenhubes, gleichviel ob der Kolben unter Dampf oder leer geht. Infolge dessen wird das Kupferrohr *A*, das mit dem Cylinder oder Schieberkasten in Verbindung steht, sich während jedes Kolbenhubes, der Spannungsänderung entsprechend, mehr oder weniger ausdehnen oder zusammenziehen und den Stift *C* hin und her bewegen. Da letzterer stets vom Oel umgeben ist, so wird er bei jeder

Schieber während der Wirkung des Dampfes keine Zuführung von Oel bedürften und die Schmierung nur beim Trockenlaufen nöthig sei, wird ebenfalls von der Mehrzahl der Bahnverwaltungen ausgesprochen. Einige jedoch sind der Ansicht, dass dies nur in Bezug auf die Kolben der Fall sei, die Schieber aber eine continuirliche Schmierung erforderten. Ferner wird von mehreren Verwaltungen betont, dass eine Oelersparniss bei den Kessler'schen Apparaten nicht wahrzunehmen gewesen sei, dass die Gleitflächen sich aber gut gehalten; andere Verwaltungen wollen gerade das Gegentheil gefunden und die Apparate deshalb wieder beseitigt haben.

Es ist wohl anzunehmen, dass diese widersprechenden Erfahrungen nur durch mangelhafte Beschaffenheit der Ventile herbeigeführt sind; dagegen dürften die Bedenken, welche gegen die Schmierung der Schieber durch Kessler'sche Apparate erhoben sind, nicht unberücksichtigt zu lassen sein. Referent (Direction der Thüringer Bahn) ist der Ansicht, dass auf Bahnen mit langen und starken Gefällen eine continuirliche Schmierung der Schieber zweckmässig sei, weil nämlich beim Abschluss des Dampfes die Schieberflächen sehr rasch trocken werden und die von oben zugeführte Schmiere diese nur sehr langsam benetzt und dass es auf diese Weise nicht ausbleiben kann, dass der untere Theil der Flächen trocken läuft. Und wenn auch in dem vorliegenden Falle der Schieber nicht unter Dampfdruck steht, so wird eine Reibung der trockenen Flächen dennoch jederzeit stattfinden, und es dürfte deshalb wohl angemessen sein, bei den oben angeführten Verhältnissen eine continuirliche Schmierung für die Schieber anzuordnen.

Die einzelnen Referate in Betreff der Fragebeantwortungen bieten des Interessanten und Beachtenswerthen gar Vieles, und dürfte es angezeigt erscheinen, das Nachfolgende aus denselben hier in aller Kürze mitzutheilen. So sagt z. B. die Preuss. Ostbahn, »dass die von Kessler construirten Schmierapparate, welche Kolben und Schieber nach Dampfabschluss mit Oel versehen, die zweckmässigsten wären, was jahrelange Beobachtungen ergeben hätten«. Sie stand aber notorisch gleichzeitig im Begriff, die Schauwecker'schen Apparate einzuführen, was für das bessere Verständniss des obigen Ausspruches bezeichnend ist, d. h. den alten Rock zu loben, während man den neuen anzieht.

Die Berlin-Potsdam-Magdeburger, die Berlin-Anhalter, die Westfälische, die Böhmische Westbahn, die Warschau-Wiener und einige andere Bahnen haben mit den Kessler'schen Apparaten so befriedigende Resultate erzielt, dass sie dieselben zur allgemeineren Einführung empfehlen. Die Main-Weser-Bahn betont in Betreff dieses Apparates seine Unzulänglichkeit für eine völlig befriedigende Schieberölung und die Köln-Mindener Bahn fügt hinzu, es stehe überhaupt noch dahin, ob auf ebener Bahn complicirtere Schmiervorrichtungen erforderlich wären.

Unbefriedigende Resultate mit System Kessler wollen die Grossherz. Friedrich-Franz-Bahn, die Theissbahn und die Leipzig-Dresdener Bahn gemacht haben, welche letztere dieselben jedoch nur an 5 Maschinen in Function hatte.

Der Schollwer'sche Oeltropfapparat (vergl. Tafel XXVII, Fig. 20) war auf 7 Bahnen in Anwendung, 4 von ihnen haben aber über denselben wegen zu geringer Dauer der Benutzung noch kein bestimmtes Urtheil abgegeben; von 2 anderen wird der Apparat zum Schmieren der Schieber für Bahnen ohne bedeutendes Gefälle dem Kessler'schen vorgezogen, von einer aber über starken Oelconsum geklagt.

Der Apparat von Krauss, welcher auf 4 Bahnen in Anwendung war, wird von 2 Bahnen für Schieber empfohlen, von einer anderen endlich als nicht zuverlässig bezeichnet.

Der Apparat von Görgel (vergl. Tafel XXVII, Fig. 4 und 5) war zwar auf 2 Bahnen in Anwendung; es werden von denselben aber wegen mangelnder Erfahrungen keine Resultate angegeben.

Von Schauwecker's selbstthätigem Oeltropfapparate (s. Fig. 13, Tafel XXVII) hatten damals erst zwei Bahnen Anwendung gemacht; es fehlt aber ebenfalls jede Angabe

nissmässig kleine Schieberhub ein Vertheilen des Schmiermittels auf der ganzen vieldurchbrochenen Fläche nicht zulässt und andererseits ein nicht geringer Theil des Oeles vom Dampfe fortgerissen wird, ehe er zur Schmierung gelangt.

Die auf Tafel XXVI Fig. 7—12 dargestellte Methode der Schieberschmierung stellt sich nur allein die Aufgabe, das vom Schmiergefässe gelieferte Oel über die ganze Schieberfläche zu verbreiten und erfolgt die Vertheilung selbstthätig durch Dampfdruck.

A. Anordnung bei Neubeschaffung von Dampfcylindern (Fig. 7 u. 8). An dem einen Ende des Schieberspiegels, bei verticaler Schieberlage am oberen Ende, wird das mit dem Schmiergefässe in Verbindung stehende Kupferröhrchen *a* dampfdicht in die Schieberkastenwand eingeführt und endigt dasselbe in eine Bohrung *b*, welche durch eine angegossene Verstärkung des Schieberkastens hindurch in das Material des Cylinder-Schieberspiegels hineinreicht. Diese Bohrung *b* communicirt einerseits durch eine Bohrung *m* mit dem Schieberkasten, andererseits mündet sie durch einen circa 3 mm weiten Canal *c* in die Schiebergleitfläche aus.

In der Gleitfläche des Schiebers (Fig. 9) sind circa 5 mm tiefe und 3 bis 5 mm breite Nuthen *d d* nahezu in der ganzen Schieberlänge eingehauen resp. gefrässt. Dieselben werden in eigenthümlicher Weise an dem der Bohrung *c* entsprechenden Schieberende quer zur Längsrichtung geführt und endigen daselbst in die ebenfalls 5 mm tiefen Bohrungen *f f*.

Diese Bohrungen *f f* communiciren während des Schieberspieles abwechselnd mit dem Canale *c* der Cylindergleitfläche.

Um die durch die doppelte Lage der Nuthen bei *f f* durchbrochene Schieberdichtungsfläche nicht zu verringern, wird man bei Neuausführungen zweckmässig den bezüglichen Schiebersteg entsprechend breiter wählen.

Das Eigenthümliche und Wesentliche dieser Canal- und Nuthenanordnung besteht nun darin, dass jedesmal in dem Momente, wo der Canal *c* mit einer der Nuthen durch eine der Bohrungen *f* communicirt, in der Nuthe, welche zuvor den Dampfeinströmungscanal des Cylinders passirte, eine der Exhaustion entsprechende äusserst geringe Dampfspannung herrscht, mithin der Dampf des Schieberkastens mit Volldruck durch die Bohrungen *m*, *b* und *c* in das relative Vacuum der ganzen bezüglichen Nuthe einströmen wird.

Hieraus folgt, dass das vom Schmiergefässe gelieferte Oel, welches sich lediglich nur vor dem engen Canal *c* lagern kann, zweifelsohne durch die ganze Nuthe des Schiebers auf energischste Weise getrieben werden muss.

Lässt man die Bohrung *m* weg, so functionirt der Dampf im Schmiergefässe ebenso einspritzend wie der im Schieberkasten.

Dieser Vorgang findet mit jedem Tropfen, bald nach der einen, bald nach der anderen Seite des Schiebers hin, statt und muss sich demnach das Schmiermittel infolge der Bewegung des Schiebers auf der ganzen Fläche des Schieberspiegels gleichförmig vertheilen.

B. Ausführung bei alten Dampfcylindern (Fig. 10, 11 u. 12). Derselbe Zweck der völligen Einölung der Schiebergleitfläche lässt sich mit geringer Modification bei allen bestehenden Cylindern und Schiebern mit Leichtigkeit nachträglich erreichen.

Das Oelröhrchen *a* lässt man in diesem Falle wenige Millimeter tief in die entsprechend weite Bohrung *b* reichen, so dass der Dampfzutritt zu dem Canale *c*

n der Deckel derselben mit verschliessbarer Eingussröhre, *o o* Befestigungsschräubchen des Deckels und *p p* die Feststellsplinte der Schräubchen *o o*. Die Eingussröhre des Deckels ist innen mit Gewinde versehen, damit sie durch einen Stöpsel verschlossen werden kann.

ad 3) Das Kurbelstangenlager im Kreuzkopf besitzt ein oben offenes, mit dem Kopfe aus dem Ganzen gearbeitetes Schmiergefäss, welches seiner schweren Zugänglichkeit wegen von aussen her beschickt werden muss. Der Kreuzkopf trägt zu diesem Behufe an seiner Aussenseite, nahe dem oberen Rande, ein kleines Oelreservoir, von welchem aus das Schmiermaterial nach dem inneren Hohlraume des Kreuzkopfes vermittelst eines dünnen Kupferröhrchens geführt wird, von entsprechender Länge und Neigung, so dass das Oel in den oben offenen Saugdochtölbehälter des Kurbelstangenkopfes gelangt. Fig. 8 und 9 auf Tafel XXV führt diese einfache Einrichtung vor Augen.

Die Lager der Kurbel- und Kuppelstangen sind immer mit Oelreservoiren versehen, die meist mit den Köpfen ein Ganzes bilden. Das Princip der Oelzuführung erfolgt in der Mehrzahl der Fälle vermittelst Siphonapparat, wobei der Docht in das hochliegende Ende des Centralröhrchens hineinreicht und andererseits ins Oel des Reservoires taucht. Die Figuren 9 und 10 auf Tafel XXVIII führen eine derartige Einrichtung vor Augen. Der messingene gefalzte Ring α wird in den Falz der Schmierbüchse eingelassen und durch leichtes Vernieten gegen die Schmierbüchsenwände gehalten. In diesen Ring α ist eine excentrisch gebohrte Scheibe β fest und eine ebenfalls excentrisch gebohrte Scheibe γ drehbar eingesetzt; je nach der Stellung der Scheibe γ ist die Bohrung der unteren Scheibe β offen oder geschlossen. Zum bequemen Handhaben der oberen Verschlussscheibe ist dieselbe mit einem entsprechenden Griff ε versehen. Oft auch wird, wenn das Material der Bleuel- oder Kuppelstangen solches gestattet, statt des Messingringes α der Schmierbüchsenansatz selbst durch leichtes Vernieten so gestaltet, dass er den Drehdeckel γ festhält ohne dessen Drehung zu beeinträchtigen.

Damit das Oel nicht plötzlich abfliesst, wird in die Schmierbüchse eine fast bis zum Deckel reichende Röhre eingesetzt (in diesem Falle aus Kupfer bestehend) oder mittelst des Kernbohrers aus dem Ganzen herausgebohrt, wie dies in neuerer Zeit allgemein üblich. In diese Röhre wird ein Docht eingehängt, dessen eines Ende bis zum Zapfen reicht, während das andere Ende auf dem Boden der Schmierbüchse aufliegt. Durch geeignete Nuthen in den Lagerschalen, welche in der Composition nach bestimmten Regeln mit Hülfe des Meissels hergestellt werden, wird die Vertheilung des Schmiermittels auf dem Zapfen bewirkt.

Besondere Sorgfalt ist namentlich dem Verschluss der Schmierbüchse zu widmen, indem derselbe nicht allein jedes Entweichen von Oel unmöglich machen, sondern auch leicht und schnell geöffnet und geschlossen werden muss. Sehr empfehlenswerth sind vom letzteren Standpunkte die Verschlüsse mit federndem Knopfe, welcher mit dem Finger niederzudrücken ist, während Oel in das Gefäss eingeführt wird. (Aehnlich wie in Fig. 12 auf Tafel XXVII.) Die Feder drückt dabei den beregten Knopf beständig von unten her gegen die kreisförmige Oeffnung im Deckel, so dass Oelverluste einerseits, sowie das Eindringen von Staub andererseits gänzlich vermieden werden. Die englischen Locomotiven sind ausschliesslich mit dieser Verschlussvorrichtung der Stangen- und Geradführungsschmierbüchsen versehen, die sich, trotz der ihr innewohnenden Complicirtheit, doch in der Praxis als vortrefflich bewährt hat und daher allgemeine Anwendung findet.

Die Kaiserin Elisabeth-Bahn hat diese Apparate auf einer grösseren Zahl Locomotiven in Thätigkeit und soll dadurch eine bedeutende Ersparniss an Schmiermaterial (circa 50%) erzielt haben. Der Oelzuguss wird durch eine seitwärts angebrachte Füllschraube, welche nach erfolgter Füllung des Gefässes eingeschraubt und durch eine Lederscheibe gedichtet wird, bewirkt.

Die Schmiergefässe nach Patent Romberg (Fig. 71 und 72) verfolgen ebenfalls das gleiche Princip, zeigen indess in den constructiven Anordnungen einige Details, welche als zweckmässig anerkannt werden müssen. Eine Unvollkommenheit,

Fig. 71.

Fig. 69.

Fig. 70.

Fig. 72.

welche den vorstehend erläuterten Schmiergefässen anhaftet, liegt darin, dass die Regulirung des Ausflusses stets mit erheblichen Schwierigkeiten verknüpft ist, weil dieses nur durch Oeffnen des Schmiergefässes möglich wird. Und in den meisten Fällen, namentlich bei Locomotiven, nimmt diese Manipulation sehr viel Zeit in Anspruch und kann zu erheblichen Unzuträglichkeiten im Betriebe führen.

Diese Uebelstände sind bei den Schmiergefässen Patent Romberg beseitigt. Um einen Oelzufluss auch kleinerer Oelquantitäten zu dem Zapfen, während der Bewegung, möglichst vollkommen zu erreichen, wurde der Oelausfluss bei diesen Apparaten an das Ende derselben verlegt und durch parabolische Krümmung des Gefässbodens nach dem Ausflussloche hin dem Schmiermittel ein für praktische Verhältnisse passender Weg angewiesen. Diese Construction ermöglicht es einerseits, eine von aussen in jeder Lage bequem zu handhabende Regulir-Vorrichtung anzubringen und gewährt andrerseits den Vortheil, dass die Reinigung der sämmtlichen Oelcanäle durch Lösung einer Schraube stattfinden kann. — Der eigenthümliche Verschluss, den das Schmiergefäss erhalten hat, ist in der Handhabung sehr bequem und functionirt ganz sicher. Durch die Anwendung eines Schiebers für den Verschluss des Eingussloches kann das letztere stets ganz und schnell geöffnet resp. geschlossen werden, was namentlich im Eisenbahn-Betriebe von grösster Wichtigkeit ist; denn hierdurch ist die Oelung selbst erleichtert und gesichert, und die Untersuchung des Oelstandes kann ohne Weiteres stattfinden.

Auf ähnlichem Princip beruht die wesentlich abweichende Construction einer selbstthätigen Stangenschmiervorrichtung in Fig. 3 auf Tafel XXVIII. Es ist ersichtlich, dass infolge der Evolutionen der Stange das Kappenventil T auf- und niedergeworfen werden müsse und zwar um so höher, je rascher der Umschwung des Stangenkopfes sich vollzieht. Der Apparat schmiert demnach im Verhältniss des grösseren oder geringeren Bedarfes. Da ferner bei Stillstand des betreffenden Maschinentheiles die Kappe T mit ihrem ringförmigen Mantel auf der Basis des Schmierbehälters aufruht, so kann kein Oel während des Stillstandes zum Zapfen dringen. Die Führungsstange, unten zugespitzt, ist nur wenig dünner als der Führungscanal, wodurch der Oelverbrauch auf ein sehr geringes Maass herabgebracht werden kann.

Literatur.

a. Ueber Cylinder und Schieberkasten.

Büte, Th., Cylinder der Locomotiven auf der Pariser Ausstellung von 1867. Auszug aus dem Reiseberichte. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 101.

Büte, Th., Cylinder der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 154.

Burch's, Rich., Dampfwagen (mit oscillirenden Cylindern). Lond. Journ. 1838 März, p. 352—58.

Constructionsverhältnisse der Cylinder und Schieber nach Redtenbacher. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 15.

Cylinder, verschiedene Methoden, wie dieselben in den englischen Locomotivfabriken ausgearbeitet werden. (Civilingenieur 1866, p. 356.) Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 88.

Cylinder der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Ueber die Dampfwirkungen in Locomotivcylindern. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 243. Nach Engineering Jan. 1871.

Dlauhy's Sicherung gegen das Eindringen des Kohlenstaubs in die Dampfcylinder der Locomotiven. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1852, p. 111. Polyt. Centralblatt 1852, p. 1114. 1115.

Fritz, C., Cylinder und Kolben an französischen Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 13.

Gassebner, L., Locomotivcylinder-Ausblaswechsel. Mit Abbild. Organ 1880, p. 173.

Hayes und Schlackes, Cylinder-Ausblashähne. Mit Abbild. Organ 1880, p. 39.

Höltzenbein, U., Verbesserte Dichtung von Dampfkisten etc. mittelst Kupferdraht. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 35.

Kernaul's Befestigen der Cylinderdeckel. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1879, p. 9.

Köchlin's, A., Dampfmäntel an Locomotivcylindern. Génie industr. Oct. 1857, p. 169. Polyt. Centralblatt 1857, p. 1554. Dingler's Journal 147. Bd. p. 3.

v. Lüde, C., Schieber mit selbstthätiger durch Dampfdruck bewirkter Einölung der ganzen Schiebergleitfläche. Mit Abbild. Organ 1880, p. 103.

Mc. Connell's, neue Verwendungsmethode von Schmiedeeisen zu Locomotivcylindern, Kolben, Achsen etc. The pract. Mech. Journ. 1852, Aug. p. 97 und 107. Polyt. Centralblatt 1853, p. 203.

Port, Berth., Ausblasventile für Cylinder und Schieberkasten. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 200.

Tilp, Em., Dampfschieber aus Phosphorbronce. Organ 1878, p. 10.

Umhüllung der Dampfcylinder mit Kork. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 216.

Went und Vernum's Locomotiven mit oscillirenden Cylindern. Mech. Magaz. 1849, März; und Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 165. Polyt. Centralblatt 1849, p. 723. 724.

Woytt, A., Ueber Befestigung der vorderen Cylinderdeckel an Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 200.

b. Ueber Kolben und deren Dichtungsringe.

Becker, Ludw., Hohle gegossene gusseiserne Kolbenkörper und Lagerführungsbacken von Hartguss. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 84. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins 1869, p. 108.

Becker's, Ludw., gusseiserner hohler Locomotiv-Dampfkolben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 205.

Mittel zur Befestigung der Dampfkolben an ihren Stangen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 237, nach Engineering 1869, p. 117.

Clayton, W., und J. Goodfellow's Kolben mit Metallliderung. London Journal 1859, p. 277. Polyt. Centralblatt 1860, p. 220. Dingler's Journal 155. Bd., p. 247.

Composition für Cylinderkolbenringe. Heusinger von Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 142.

Composition zu Kolbenringen und Schiebern von den Locomotiven der Cöln-Mindener-Bahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 52.

Mc. Connell's Kolben von Schmiedeeisen für Locomotiv-Cylinder. Armengaud, Genie industr. London 1853, p. 281. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 246.

Curant, Berth., Ueber Dampfcylinderkolben und Vorrichtungen zur praktischen Bearbeitung derselben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 141.

Curant's, B., Umänderung der schwedischen Kolben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 189.

Critchley, H., und S. Elstons Dampfkolben. London Journal 1859, p. 216. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1723.

Welche Erfahrungen sind hinsichtlich der Construction der Dampfkolben und des Materials der Dichtungsringe derselben gemacht? (Referat für die Münchener Techniker-Versammlung.) Organ für Eisenbahnwesen, III. Supplem.-Bd., p. 163.

Fischer, J., Anwendung der Compositions-Kolbenringe bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 245. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Archit.-Vereins, 1865, p. 101.

Goodfellow's Metallkolben mit selbstadjustirenden Federn. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 89. 90.

Gross, Ueber Dampfkolben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 54.

Hagen's Dampfkolben. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 237.

Hager, B., Palmer's und Hochland's Dampfkolben. Civilingenieur 1859, p. 163. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1258.

Has, E., Notiz über verbesserte Dampfkolben der Main-Weserbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 80.

Jirsch, W., Ueber Dampfkolben bei den Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 5.

Johnson's, Sam. W., Locomotivkolben der Great-Eastern Eisenbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 80, nach Engineering 1869, p. 170.

Joy's Patent-Dampfkolben. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1861. 2. und 3. Heft. Scheffler's Organ 1861, p. 223—224.

Knoepke's selbstthätige Kolbenringe mit verbessertem Schluss. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 107.

Kolben der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Kolben, Schwedische, für Dampfmaschinen und Locomotiven. Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 620.

Schwedischer Kolben bei Locomotiven der Köln-Mindener-Bahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 225; 1867, p. 257. (Bericht der Direction der Köln-Mindener Eisenbahn 1864, S. 37.)

Krauss, G., Verbesserter Dampfkolben. Polyt. Journal von Dingler, 144. Bd., 1. Heft; 149. Bd., p. 14; 152. Bd., p. 242. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 63 u. 65; 1857, p. 248—251.

Legris' Dampfkolben. Génie indust., Juli 1856. Polyt. Centralblatt 1866. Scheffler's Organ 1856, p. 246—247.

Locomotiv-Kolben mit Dichtung von Dunbar. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 159. Engineering vom 21. Juni 1867.

Mac-Connell's, J. E., verbesserter Kolben. Pract. Mech. Journal 1855, p. 126. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 171.

Meyer, R., Ueber die Explosion von Kolbenkörpern. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 200.

Nowotny, F., die Locomotivkolben auf der Obererzgebirgischen Eisenbahn. Civilingenieur 1858, p. 151. Polyt. Centralblatt 1858, p. 1546.

Ramsbottom's, J., verbesserter Locomotivkolben. Mech. Magaz. Juli 1854, p. 53. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1854, p. 207. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1277.

Remington's neue Locomotive (mit doppelten Kolben in jedem Cylinder). Moniteur industr. 1851, p. 1568. Polyt. Centralblatt 1851, p. 1502. 1503.

Rühlmann, Ueber Ramsbottom's Kolbenliederung. Mittheilung des Hannov. Gew.-Ver. 1856, 5. Heft. Scheffler's Organ 1857, p. 137—140.

Sammann, A., Ueber schmiedeeiserne Dampfkolben und Methode zur Umgehung der Auswechslung von Kolbenstangen bei Locomotivkolben. Scheffler's Organ 1859, p. 128. 129. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1335.

Sanguier's Locomotive mit hohler Kolbenstange. Génie industr. 1853 Août, p. 75. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1270.

Stroudley's Locomotiv-Kolben. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 212. Nach Engineering 1875, p. 65.

Tilp, Emil, Ueber Kolbenringe. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 23.

Wilson's, E. B., Locomotive nach dem Cambian-System (mit doppelten Kolbenstangen und doppelten Kurbelstangen). Pract. Mech. Journ. 1848, p. 23. 80. Polyt. Centralblatt 1848, p. 1151; 1849, p. 720.

c. Ueber Stopfbüchsen und deren Verpackungen.

Camozzi und Schlösser's selbstthätig wirkende Metalldichtungen für Stopfbüchsen von Locomotivcylindern, Schieberkasten, Pumpen etc. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 248.

Correns', J., verbesserte Stopfbüchsen für Locomotiven und andere Dampfmaschinen. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 17—18. Polyt. Centralblatt 1856, p. 1031. 1032.

Neue selbstwirkende Dampfpackung. Patent Becker, Hecker und Wirth. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 134.

Fairlie's verbesserte Metallpackung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 161. Nach Mechan. Magaz., Oct. 1870, p. 258.

Foster, W., Kautschukliederung für Kolben und Stopfbüchsen. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 180. (The Engineer 1855, p. 354.)

Girdwood's Metall-Stopfbüchsen-Packung aus Drahtgewebe. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1875, p. 41. Dingler's polyt. Journal. 212. Bd., p. 277.

Hewitt's verbesserte Metallstopfbüchse. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 126.

Hunt's, J., Stopfbüchsen mit Metallliederung. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 133. 134.

Kolbenstangen-Verpackung. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 79. Desgl. Erickner's Patent. (The Engineer, Aug. 5. 1864.)

Selbstwirkende Liderungen. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 239.

Michelsen, patentirte Stopfbüchsen-Packung. Organ 1877, p. 169.

Middelberg, G. A. A., Metallische Stopfbüchsen. Dichtung der Niederl. Staatsbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1877, p. 33.

Steding's, W., patentirte Metallstopfbüchse. Mit Abbild. Organ 1879, p. 235.

Steding's verbesserte Metallstopfbüchse. Ebendaselbst 1880, p. 252.

Stopfbüchsenliederung aus Säge- und Hobelspänen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 31. (Pract. Mech. Journ. Jan. 1864, p. 267.)

Stopfbüchsenpackung. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 161.

Neue Stopfbüchsenpackung. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 241.

Stopfbüchsenpackung aus Asbest. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 173. Nach Engineering Nr. 834.

Ueber Stopfbüchsen-Verpackung der Dampfmaschinen, Pumpen etc. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 38.

Verpackungsmaterial für Stopfbüchsen etc. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 75. (Dingler's polyt. Journal, 178. Bd., p. 75.)

von Weber, M., Verbesserte Stopfbüchsen an den Locomotiven der Great-Westernbahn. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846), p. 80.

Wiedermann'sche Metalldichtung für Kolbenstangen. Mit Abbild. Organ 1880, p. 239.

Zeyss, F., Neue patentirte Metallliederung für Stopfbüchsen. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 102.

d. Ueber Kreuzköpfe und deren Führungen.

Andreä, Emil, Neuer Schieber zur Leitung der Kolbenstangen für aussenliegende Cylinder. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 104. 105.

Becker's, Ludw., Kreuzkopf und Geradführung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 205.

Kolbenschmierbüchse von Duballe und Lambelin. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 246. (Armengaud's Génie industriel. Avril 1866, p. 198.)

Krauss, Schmiervorrichtung für Kolben und Schieber bei den Locomotiven der Oldenburgischen Staatsbahn. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 22.

Neblinger, Jac., Condensations- und Oeltropf-Schmiervasen mit Glasumhüllung. Mit Abbild. Organ 1880, p. 143.

Oelschmierapparat für Cylinder bei den Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 234.

Paulsen, Dr., Schmiergefäss für Dampfmaschinen. Mit Abbild. Organ 1879, p. 150.

Ramsbottom's patentirte Schmierbüchse für Cylinder und Schieberkasten. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 84. (Civilingenieur 1863, p. 158.)

Reimherr's, Fr., Schmierapparat für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 79.

Rodieux, A., Verbesserter Schmierhahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 72.

Rous, E., Schmierbüchse. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 215. Bulletin de la Société d'Encouragem. 1871, Sept., p. 273.

Schärges' selbstthätiger Schmierapparat für Kolben und Schieber. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 206.

Scharnberger's, Pet., patentirter selbstthätiger Schmierapparat für Schieber und Kolben. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 199.

Schauwecker's Oeltropfapparat. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867, p. 597.

Schauwecker's, Friedr., patentirter selbstthätiger Oeltropfapparat für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 192.

Schauwecker, Fr., Ueber neue und alte Schmierapparate für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 79.

Schauwecker, Fr., Vertheidigung der selbstthätigen Schmierapparate. Ebendas. 1870, p. 241.

Schauwecker's patentirter selbstthätiger Oeltropfapparat mit selbstthätiger Wasserabhaltung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 192.

Schauwecker's Verbesserungen desselben. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 201. 1880, p. 243.

Schmierapparate für Trieb- und Kuppelstangen, Excenter etc. von Schulz von Straznicki und R. Brendl. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 201.

Neue Schmierbüchse für Kurbelstangen und bewegliche Theile. Mit Abbild. Organ 1879, p. 106.

Verbesserter Schmierbüchsendeckel von den Locomotiven der französischen Nordbahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 25.

Schmiervorrichtung an den Stopfbüchsen der neuen Kessler'schen Maschinen. Heusinger von Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 225.

Schmiervorrichtung, Verbesserte selbstthätige, für die Steuerschieber. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 85. (Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1863, p. 486.)

Schmiervorrichtung für Kurbel- und Kuppelstangen. Mit Abbild. Uhland's Maschinen-Constructeur 1872, p. 286. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 118.

Schollwer's Schmiervorrichtung. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867, p. 89 und 115, und Organ 1869, p. 149.

Sharp's Kolbenventil für Locomotiven. Armengaud, Génie industr. Avril 1853, p. 175. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 197.

Sommer's selbstthätige Schmierbüchse für Kolben und Schieber von der Petersburg-Warschauer Eisenbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 192.

Trute's Schmierapparate für Kolben und Schieber von den Locomotiven der Württembergischen Staatsbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 59 und 206.

Volkmar, W., Selbstthätige Schmierbüchse für Locomotiv-Cylinder. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 168 und 223. (Civilingenieur 1865, p. 11 und 165.)

Voss, F. G., Selbstthätiger Schmierapparat für Kolben und Schieber. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 113.

Wade's Kolbenschmierbüchse. Le Génie industriel. Juillet 1855, p. 50. Polyt. Centralblatt 1855, Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 19.

Weatherburn's Schmierbüchse für Locomotiven etc. Mit Abbild. Organ 1878, p. 221.

Währer, A., Etwas über die Schmierapparate der Schieber und Cylinder bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 144.

Wirth's Schmierapparate für bewegliche Stangen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 149.

---

dieser Organe zur Dampfvertheilung von Schiebersteuerungen und Ventilsteuerungen. Nur die Schiebersteuerungen gewähren die für Locomotiven nöthige Einfachheit und Solidität bei der grossen Kolbengeschwindigkeit und finden daher bei ihnen ausschliesslich Anwendung. In der Regel wird sowohl die Vertheilung des Dampfes zu beiden Seiten des Kolbens als auch die Expansion durch ein und denselben Schieber bewirkt; nur selten findet man diese Operationen von zwei getrennten Schiebern, einem Vertheilungsschieber und einem Expansionsschieber, ausgeführt und nennt in diesem Falle die Steuerung eine Doppelschiebersteuerung.

Die äusseren Steuerungstheile bilden den Mechanismus zur Bewegung der inneren Theile. Zur Zeit bedient man sich für die Locomotiven allein der Coulissensteuerungen, welche nicht nur eine leichte und sichere Umsteuerung, sondern auch eine befriedigende Expansionswirkung mit einem Schieber bei grosser Einfachheit der Construction gewähren.

In Bezug auf die Lage der Steuerung gegen den Rahmen der Maschine hat man innenliegende oder aussenliegende Steuerungen. Bei der in Europa gebräuchlichen Bewegung der Schieberstange oder ihrer Schubstange, unmittelbar von der Coulisse aus, bestimmt natürlich die Lage des Schieberkastens auch die der Steuerung. In Amerika ist es dagegen üblich, die äusseren Steuerungstheile innerhalb des Rahmens und die Schieberkasten ausserhalb desselben anzuordnen; die Verbindung der Coulisse mit der Schieberschubstange geschieht durch Hebel, welche auf einer rechtwinkelig zu dem Rahmen gelagerten Welle befestigt sind. Die amerikanischen Steuerungen kann man demnach als aussen- und innenliegend bezeichnen. Innenliegende Steuerungen haben eine geschütztere Lage, aber sind schwerer zugänglich als die aussenliegenden; letztere erfordern an der Triebachse entweder Gegenkurbeln oder grosse excentrische Scheiben auf der Kurbelnabe, also ungern benutzte Theile.

A. Die inneren Steuerungstheile.

§ 2. Der gewöhnliche Schieber und seine Dampfvertheilung. — Bei den Locomotiven findet der in Fig. 1 und 2 im Längen- und Querschnitt dargestellte kurze Muschelschieber, welcher aus zwei auf der ebenen Schieberfläche

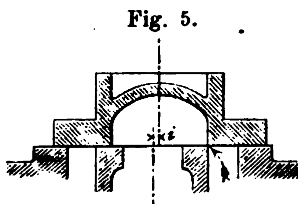
Fig. 1. Fig. 2.

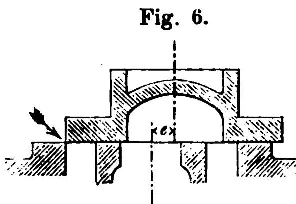
dampfdicht schliessenden Lappen L mit einer zwischenliegenden, durch seitliche Wände begrenzten Höhlung (Muschel) besteht, fast allein Anwendung. Um den Schieber kurz zu machen, werden die beiden in den Cylinder rechts und links vom

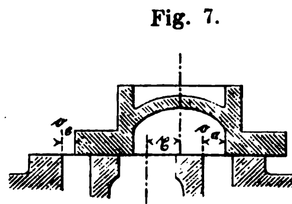
Der grössten Schieberabweichung $\mathfrak{x}_{max}$ in Fig. 8 entsprechen die grössten Canalöffnungen $\mathfrak{o}_{a\,max}$ und $\mathfrak{o}_{e\,max} = \mathfrak{a}$ für Austritt und Eintritt:

$$\mathfrak{o}_{a\,max} = \mathfrak{x}_{max} - i \quad \text{und} \quad \mathfrak{o}_{e\,max} = \mathfrak{a} = \mathfrak{x}_{max} - e \;.\;.\;.\;.\; 2)$$

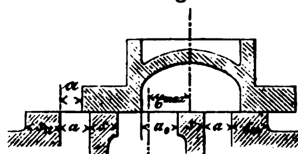
Sollte der Werth $\mathfrak{o}_{a\,max}$ oder $\mathfrak{o}_{e\,max}$ gleich der Canalbreite a oder grösser als dieselbe ausfallen, so ist der Canal für Austritt oder Eintritt vollständig geöffnet.


Fig. 5.


Fig. 6.


Fig. 7.

Da der Dampf durch die Canäle E_r und E_l zu- und abfliessen muss, so thut man gut, ihren Querschnitt reichlich zu bemessen, weil dadurch die Geschwindigkeit des abfliessenden Dampfes und folglich der Kolbenrückdruck zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit gering ausfällt. Alsdann ist es aber nicht erforderlich, für den Eintritt des Dampfes den Canal vollständig zu öffnen, denn eine dadurch etwas gesteigerte Dampfdruckdifferenz zwischen Schieberkasten und Cylinder (Drosselung) wirkt sehr wenig schädlich, während die Schieberreibungsarbeit sich nicht unerheblich vermindert. Man muss aber darauf sehen, dass im grössten Schieberausschlage der Canal E für die Ausströmung ganz geöffnet wird, woraus nach 2) die Bedingung folgt:


Fig. 8.

$$e + \mathfrak{a} \geqq i + a \;.\;.\;.\;.\; 3)$$

In der Regel verengt der über den Steg S hinaustretende Schieberlappen den Ausströmungscanal A. Die bei $\mathfrak{x}_{max}$ noch bleibende Höhe a_0 dieses Canals darf niemals kleiner als a sein; zweckmässig lässt man sie etwas grösser, ungefähr $1{,}2\,a$, um vom Canal E einen allmählichen Uebergang in den vollen Querschnitt des Dampfausströmungsrohres zu erhalten.

Kehrt der Schieber vom grössten Ausschlage nach der Canalmittellage zurück, so findet bei

4) $\mathfrak{x} = e$ (Fig. 6) das Ende des Dampfeintritts links statt. Die fortgesetzte Kolbenbewegung veranlasst das bis zu diesem Augenblicke in den Cylinder getretene Dampfvolumen zur Ausdehnung, wir haben also gleichzeitig den Anfang der Expansion links. Dieselbe würde bis zum Ende des Kolbenschubes anhalten, wenn der Schieber nicht etwas vor diesem Zeitpunkte den Austritt des Dampfes und damit das Ende der ungestörten Expansion herbeiführte.

Der weitere Rückgang des Schiebers bringt für

5) $\mathfrak{x} = i$ (Fig. 5) das Ende des Dampfaustrittes rechts und zugleich bei anhaltender Kolbenbewegung nach rechts die Compression des noch im Cylinder und dem Canale rechts befindlichen Dampfes. Diese Compression hält entweder bis zum Ende des Kolbenschubes an oder nur bis zur Eröffnung des rechten Canales für die Einströmung, wenn diese vorher stattfinden sollte.

Weicht der Schieber von seiner Canalmittellage nach links ab, so treten natürlich dieselben Dampferscheinungen für $\mathfrak{x} = i$ und $\mathfrak{x} = e$ ein, wie vorhin, man hat dabei nur die Bezeichnungen rechts und links in dem Vorstehenden zu vertauschen.

wegen. Bei Beachtung dieser Maasse fällt der Auflagerdruck des Schiebers 3 bis 3,5 mal so gross aus als der Dampfüberdruck, was bei guter Schmierung der Schieberfläche noch angeht, aber schon eine ziemlich starke Abnutzung der Flächen bewirkt. Die Ungleichmässigkeit in der Abnutzung der Schieberfläche bedingt von Zeit zu Zeit eine Nacharbeitung derselben; zu dem Ende ist es angemessen, den Schieberspiegel um mindestens $^2/_3$ δ gegen den Boden des Schieberkastens vorspringen und die Canäle um dieselbe Höhe rechtwinkelig zur Schieberfläche ausmünden zu lassen, wegen der Erhaltung der Schieberspiegelabmessungen beim Abhobeln der Flächen.

§ 3. Der Canalschieber von Allan-Trick. — Bewegt sich der Schieber langsamer, als die Eröffnung der Eintrittscanäle es wünschenswerth macht, so ist die Anwendung eines Schiebers mit Hülfseinströmungscanal nach dem Vorgange von Allan und Trick (Fig. 9) rathsam. Bei dieser Construction sind in den langen Schieberlappen auf dem Schieberspiegel die Ausmündungen eines über dem Rücken des Schiebers sich hinziehenden Canales von der Höhe k angebracht, dessen äussere Kanten von der äusseren Stegkante genau um e abstehen müssen, wodurch die Breite s_a dieses Steges sich hier zu $2e - w$ festlegt, unter w die etwa 0,4 δ für Gusseisen, 0,35 δ für Bronce betragende Metallstärke zwischen Hülfscanal und Deckungskante verstanden.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Weicht dieser Canalschieber z. B. nach rechts aus, so tritt bei $\mathfrak{x} > e$ (Fig. 10) der Dampf nicht nur, wie gewöhnlich, in den um $\mathfrak{o}_e = \mathfrak{x} - e$ geöffneten linken Canal E_l ein, sondern er findet auch rechts in dem von der Schieberfläche abgeschobenen Hülfscanale eine gleich grosse Oeffnung $\mathfrak{o}_e$, durch welche er einströmen und ebenfalls in den linken Eintrittscanal E_l gelangen kann. Man bekommt den doppelten Einströmungsquerschnitt im Vergleich mit einem gewöhnlichen Schieber so lange, wie keine der beiden Hülfscanalmündungen unter den Werth $\mathfrak{o}_e = \mathfrak{x} - e$ sinkt. Von dieser betreffenden, in Fig. 11 angegebenen Stellung aus kann sich die unmittelbare Oeffnung des Canales E_l allein vergrössern, bis die linke Stegkante s die Hülfscanalkante trifft, also durch einen Weg $a - (2k + w)$. Von diesem Moment ab bleibt die totale Einströmungshöhe constant, indem bei einer weiteren Vergrösserung der unmittelbaren Oeffnung eine eben so grosse Verminderung der Hülfscanalöffnung durch s stattfindet, bis die Mündung des Hülfscanales vollständig auf dem Stege s liegt. Darauf kann noch ein einseitiges Anwachsen der Oeffnung bis zu a im grössten Schieberausschlage eintreten, wie bei dem gewöhnlichen Schieber. Selbstverständlich muss die Hülfscanalöffnung im weitesten Ausschlage des Schiebers durch s geschlossen bleiben nach dem Ausströmungscanale hin.

Macht man

$$2k + w = a \qquad \text{oder} \qquad k = \frac{a - w}{2} \quad \ldots \ldots \ 1)$$

§ 6. Material und Führung der Schieber. — Bei der Auswahl des Schiebermateriales hat man den Anschaffungspreis, die gute und leichte Bearbeitung für dampfdichten Schluss durch Hobeln, Aufschleifen oder Schaben und die Haltbarkeit zu berücksichtigen. In letzterer Hinsicht ist es indessen zweckmässig, das Material weicher als das Gusseisen des Cylinders zu nehmen, damit die bei dem hohen Dampfdruck trotz sorgfältiger Schmierung ziemlich beträchtliche Abnutzung mehr den leichter zu ersetzenden Schieber als die kostbare Schieberfläche trifft. Auch hat man zu beachten, dass durch mangelhafte Anfettung die Schieber mitunter auf der Schieberfläche trocken laufen und selbst dann ein Angreifen der Materialien nicht stattfinden sollte. Die meisten Bahnen verwenden Rothguss, welcher den Anforderungen trotz des hohen Preises am besten entspricht, doch sind auch Schieber aus weichem Gusseisen stark vertreten, weniger kommen Schieber mit Weissmetalleinlagen vor, weil die Befestigung dieser Einlagen kaum solide genug bewirkt werden kann. Die Schieber ganz aus Weissmetall (etwa aus 6 Theilen Kupfer, 11 Theilen Antimon und 83 Theilen Zinn bestehend) zu machen, welches von den angeführten Materialien die Schieberfläche am meisten schont, geht wegen der geringen Festigkeit dieses Metalls nicht an. Die Fig. 18—22, Taf. XXXI, zeigen die Befestigung von Metalleinlagen in einem Schieber (Kaiser Ferdinands-Nordbahn). Man bohrt zunächst eine genügende Anzahl Eingusslöcher cylindrisch und erweitert dieselben vermittelst eines Centrumbohrers mit excentrischer Schneide in ihrem unteren Theile (Fig. 21 u. 22). Diese Vorsprünge verhindern das Herausfallen des später eingegossenen Weissmetalles. Vorsicht ist bei den Schiebern aus diesem Metalle auf Thalfahrten anzuwenden, um das Schmelzen der Composition durch trockenen Gang der Schieber zu verhüten.

Die Metallstärke der Schieber wird bei Verwendung von Rothguss etwa 0,5 δ (Cylinderwandstärke), bei Gusseisen ungefähr 0,6 δ genommen, und dabei die Schieberwölbung durch einige Rippen unterstützt. Die Lappen müssen aber des Nacharbeitens wegen etwa δ stark ausgeführt werden.

Die Schieberstange erfährt eine Beanspruchung auf wechselnden Zug und Druck durch die zur Schieberbewegung erforderliche Kraft, welche gleich ist Reibungscoefficient mal Dampfüberdruck mal gedrückte Schieberfläche. Dabei schwankt der Werth des Reibungscoefficienten je nach den Umständen zwischen 0,15 und 0,35; für die Berechnung der Stange ist selbstverständlich der grössere Werth zu benutzen. Unter gewöhnlichen Verhältnissen erhält die Schieberstange eine passende Stärke, wenn ihr Durchmesser 0,5 Kolbenstangendurchmesser plus 6 mm genommen wird, gleiches Material vorausgesetzt. Die Stange ist genau parallel der Schieberfläche zu führen durch zwei Stopfbüchsen in den Schieberkastenwänden (Fig. 17, Taf. XXXI) oder durch eine Stopfbüchse, welche die Durchführung der Stange nach den äusseren Steuerungstheilen erforderlich macht, und einer abgeschlossenen Führungsbüchse auf der anderen Seite (Fig. 1, p. 569).

Die Mitnahme des Schiebers soll ohne jeden todten Gang erfolgen und dabei eine Beweglichkeit des Schiebers normal zur Schieberfläche vorhanden sein, um den gleichmässig dichten Schluss auf dem Spiegel durch den Dampfdruck während der Abnutzung der Flächen zu ermöglichen. In der Regel verwendet man einen viereckigen Rahmen *R* (Fig. 1, p. 569), welcher mit der Stange aus einem Stück gebildet ist und genau um die Wände des Schieberrückens passt; eine schwache Feder sichert das Anliegen des Schiebers auf seiner Fläche ohne Dampfdruck. Die richtige Einstellung des Schiebers auf dem Schieberspiegel — zur Erzielung eines gleichen Voreilens für beide Dampfcanäle — erfolgt durch Stauchen oder Strecken der Stange

in sehr umständlicher Weise, oder, einfacher und doch solid genug, bei Theilung der Schieberschubstange in zwei mittelst Flantschen verbundene Theile durch Einschiebung eines Plättchens von passender Stärke zwischen die Flantschen (Fig. 4, Taf. XXIX). Bequemer, aber weniger sicher gegen Verstellung als diese Methoden ist die Verwendung eines Keilschlosses (Fig. 1, Taf. XXIX) oder die Befestigung der Stange durch Muttern an einem Kreuzkopf zur Verbindung mit der Schieberschubstange.

Die Einbringung des Rahmens in den Schieberkasten verlangt eine wegnehmbare Seitenwand des Kastens. Um dies wegen der daraus oft entstehenden Undichtigkeiten zu umgehen, sind folgende Schieberführungen angegeben worden.

Die Figuren 14—16, Tafel XXXI, stellen eine von Correns getroffene Anordnung dar. Auf der Gussstahlschieberstange *A* sind zwei schmiedeeiserne Backen *B*, welche den Schieber zwischen sich nehmen, mittelst Hülsen aufgekeilt; die seitlichen Wände des vorher besprochenen Rahmens werden durch die Führungsleisten am Schieberkasten ersetzt. Um ein Festklemmen des Schiebers zwischen den Backen durch zu starkes Antreiben der Keile zu vermeiden, ist zwischen die Backen eine Blechhülse *E* eingeschoben, deren Länge nur ganz wenig mehr als die lichte Entfernung der Mitnehmerflächen des Schiebers beträgt. Sollte durch die zur Schieberfläche normalen Bewegungen des Schiebers mit der Zeit eine Abnutzung der Backen und der von ihnen geführten Schieberwände, folglich todter Gang entstehen, so kann man nach einer entsprechenden Verkürzung der Hülse *E* die Backen *B* durch Vortreiben der Keile *C* einander soweit nähern, wie zur Beseitigung des todten Ganges erforderlich ist.

Bei der in Fig. 17, Taf. XXXI, gezeichneten Mayer'schen Schieberführung wird das Einschlagen der Keile, deren Herausfallen zu befürchten steht, im Innern des Schieberkastens vermieden. Das eine Ende *A* der Schieberstange ist etwas stärker gehalten, gegen dasselbe legt sich ein auf das schwächere Ende geschobener Backen *B*; ein zweiter Backen *B* wird durch das über und in dem Schieber liegende Zwischenrohr *F* in die richtige Entfernung vom ersten gebracht und das Ganze zusammengehalten vermittelst eines durch die Stopfbüchse *G* tretenden Rohres *D*, gegen welches Mutter und Gegenmutter *E* auf die Schieberstange ausserhalb des Dampfkastens geschraubt sind. Der dampfdichte Schluss von *D* auf *a* ist schwierig zu erreichen. Ziemlich übereinstimmend mit der beschriebenen Construction ist die in Fig. 23, Taf. XXXI, dargestellte Führung von Krämer.

Am einfachsten wird die Führung des Schiebers nach Fig. 24, Taf. XXXI, bewirkt, wenn man den Schieber mit einem rohrförmigem Aufguss herstellt und durch denselben die Schieberstange gehen lässt, welche vorher mit Gewinde versehen ist. Vor und hinter dem Schieber befinden sich Mutter mit Gegenmutter und zur Vergrösserung der Auflagerfläche am Schieber Unterlegscheiben. Die dem Schieber zunächst sitzenden Muttern müssen zuerst sorgfältig soweit vorgedreht werden, dass sie den Schieber, nachdem er richtig eingestellt ist, ohne todten Gang mitnehmen, seine Beweglichkeit normal zur Schieberfläche aber nicht aufheben; darauf werden die Gegenmuttern fest angezogen, auch wohl Splinte durch Muttern und Stange geschlagen zur bessern Sicherung der Verbindung. Bei stationären Maschinen bewährt sich diese Construction gut, den starken Erschütterungen bei Locomotiven dürfte sie kaum gewachsen sein. In der ähnlichen Führung der Fig. 25, Taf. XXXI, sind die Muttern weniger zweckmässig durch Keile ersetzt.

B. Die äusseren Steuerungstheile.

§ 7. Allgemeines. — Bereits im § 1 wurde erwähnt, dass man zur Schieberbewegung der Locomotiven fast ausschliesslich die Coulissensteuerungen verwendet. Bei denselben ist ein meistens geschlitzter Stab, die Coulisse oder Hängetasche, an irgend einem Punkte vermittelst einer Schiene so aufgehangen oder gestützt, dass ihm eine Beweglichkeit in der Richtung der Schieberbewegung verbleibt. Getrieben wird die Coulisse in der Regel durch zwei auf der Triebachse sitzende Excentriks, von welchen eins für den Vorwärtsgang (das Vorwärtsexcentrik) und eins für den Rückwärtsgang (das Rückwärtsexcentrik) bestimmt ist, indem ihre Excentrikstangen an Zapfen der Coulisse angreifen; ausnahmsweise kommen auch andere Theile an Stelle der Excentriks vor. Ein prismatisches, in dem Coulissenschlitze verstellbares Gleitstück, der Stein, ist mit der Schieberstange entweder direct oder durch eine zwischen ihnen liegende Schieberschubstange verbunden und überträgt die Bewegung der Coulissenstelle, mit welcher dasselbe in Berührung ist, auf den Schieber.

Es lässt sich nun nachweisen, dass nicht allein die äusseren Coulissenpunkte, welche den Schub der Excentrikstangen aufnehmen, eine brauchbare Bewegung für den Schieber geben, sondern auch die Wege der zwischen den Angriffspunkten der Excentrikstangen liegenden Punkte der Coulisse für die Schieberbewegung verwendbar sind, und zwar erhält man eine um so geringere Füllung des Dampfes im Cylinder, je näher der Stein dem Mittelpunkte der Coulisse, ihrem todten Punkte, liegt. Die dem Schieber von einem Coulissenpunkte mitgetheilte Bewegung stimmt genau oder sehr nahe überein mit der Bewegung, welche ein Excentrik von gewisser Grösse und Stellung auf der Triebachse durch eine einfache Excentrikstange dem Schieber verleihen würde. Die Kenntniss eines solchen Excentriks für jede Lage des Steines in der Coulisse giebt daher vollständigen Aufschluss über die Wirkung der Coulissensteuerung, wenn man mit der einfachen Schiebersteuerung vertraut ist, bei welcher der Schieber durch ein auf der Kurbelwelle (Triebachse) sitzendes Excentrik bewegt wird. Es ist daher zweckmässig, zunächst Einiges über die einfache Schiebersteuerung vorauszuschicken.

I. Die einfache Schiebersteuerung.

§ 8. Bewegung einer Kolben- oder Schieberstange, welche mit einer Welle durch den Kurbelmechanismus verbunden ist. — Die Kolben- oder Schieberstangen sind durch Schub- oder Excentrikstangen an Kurbeln auf der Welle oder die an Stelle der letzteren tretenden Wellenkröpfungen, Gegenkurbeln oder Excentriks angeschlossen. Dass die Kolbenstange treibt, die Schieberstange dagegen getrieben wird, hat auf die geometrischen Bewegungsverhältnisse keinen Einfluss; auch die Art der Kurbelbildung begründet dabei keinen Unterschied, denn das eigenthümlich erscheinende Excentrik ist nichts als ein Kurbelzapfen von einer solchen Grösse, welche seine Aufschiebung auf die ununterbrochen durchgehende Welle gestattet. Da nun die Lage einer Schub- oder Excentrikstange nur bestimmt wird durch die Achsen ihrer Augen, welche mit den Zapfenachsen zusammenfallen müssen, und ganz unabhängig von der Grösse der Zapfen ist, so erhält man bei gleicher mathematischer Länge — von Zapfenmittel zu Zapfenmittel gemessen — der Kurbel oder des

Je länger l gegen $r \sin \alpha$ oder allgemein r gehalten ist, desto kleiner fällt β aus und $\cos \beta$ nähert sich der Einheit, wodurch $Dd = l\,(1 - \cos \beta)$ immer mehr verschwindet. Für unendlich lange Schubstangen genau und näherungsweise schon für im Verhältniss zu r lange Stangen fällt D mit d zusammen, d. h. Sehne Ad und Bogen AD gehen in einander über; man hat unter dieser Voraussetzung einfacher

$$x = r \cos \alpha \quad \ldots . \quad 2)$$

d. h. die Kreuzkopfbewegung stimmt mit der Bewegung der Projection des Kurbelzapfens auf die Stangenrichtung überein. Denkt man sich also den Ort der Kreuzkopf-, Schieber- oder Kolbenbewegung von $K_l K_r$ nach $A_l A_r$ verlegt, so erhält man die Kreuzkopf-, Schieber- oder Kolbenposition sofort durch Füllung der Normalen Ad in d und in Cd den Abstand von der Mittellage.

Für denselben Kurbeldrehwinkel α aus der rechten Todtlage ergiebt sich $K_m K' = CD'$ als Abstand des Kreuzkopfes von seiner Mittellage, und man findet auf gleiche Weise wie vorhin

$$x = r \cos \alpha - l\,(1 - \cos \beta) \quad \ldots . \quad 3)$$

Streng genommen nur bei unendlich langen, indessen mit einer für die Praxis genügenden Genauigkeit noch bei sehr langen Schubstangen im Verhältniss zur Kurbellänge, fällt $l\,(1 - \cos \beta)$ weg, und findet daher die Stangenbewegung für die erste und zweite Hälfte der Umdrehung übereinstimmend statt, während bei kurzen Schubstangen in der ersten halben Umdrehung der von der Welle sich entfernende Kreuzkopf zurückbleibt, in der zweiten aber der sich der Welle nähernde Kreuzkopf voreilt gegen die Bewegung der Projection des Kurbelzapfens auf die Stangenrichtung. Die Abweichung f der wirklichen Bewegung von der Projectionsbewegung, wohl das Fehlerglied genannt, ist in den vier Lagen der Schubstange mit gleichem β von gleicher Grösse und beträgt Dd oder

$$f = l\,(1 - \cos \beta) = l\,(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \beta})$$

oder, da $\sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{l}$ ist,

$$f = l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \alpha}\right] \quad \ldots . \quad 4)$$

Dieser Werth verschwindet also in den Todtlagen der Kurbel, er nimmt mit der Entfernung derselben aus diesen Lagen zu, so dass der Maximalwerth f_{max} erreicht bei $\alpha = 90^\circ$ in der zur Stangenrichtung normalen Kurbelstellung, und zwar ist

$$f_{max} = l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}\right]$$

oder das Verhältniss des Fehlers zur Kurbellänge

$$\frac{f_{max}}{r} = \frac{l}{r}\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}\right] = \frac{l}{r} - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 - 1} \quad \ldots . \quad 5)$$

Setzt man z. B. $\frac{l}{r} =$	5	6	10	15	20	25	30	40	50,
so wird $\frac{f_{max}}{r} =$	0,101	0,084	0,050	0,033	0,025	0,020	0,017	0,012	0,010.

Die Triebwerke der Locomotiven zeigen gewöhnlich $\frac{l}{r} = 6$, und ist dann $f_{max} = 0{,}084\,r$; z. B. für $r = 300$ mm $f_{max} = 0{,}084 \cdot 300 = 25{,}2$ mm. Bei den

Ist z. B. $e = 26$ mm, $\mathfrak{v} = 4$ mm und $r = 60$ mm, so wird $\sin \delta = \frac{26 + 4}{60} = 0{,}5$ und sonach $\delta = 30°$. Der Voreilungswinkel fällt um so grösser aus, je bedeutender die Deckung und das Voreilen im Verhältniss zur Excentricität angenommen werden.

§ 10. Bestimmung der Eintrittsdeckung *e* für einen gegebenen Füllungsgrad bei einer grössten Canalöffnung $\mathfrak{a}$. Expansion und Voreinströmung des Dampfes. — Die Drehung der Kurbel aus ihrem todten Punkte A_l (Fig. 13, p. 580) um einen beliebigen Winkel ω veranlasst das Excentrik, welches auf derselben Welle befestigt ist, zur Drehung um einen stets gleichen Winkel ω von seiner entsprechenden Lage E_0 aus, der Schieber öffnet den Canal mehr und mehr, indem er sich wie die Projection D von E auf die Schieberstangenrichtung nach rechts vom Wellenmittel C oder bez. Canalmittel bewegt. Für eine beliebige Kurbelstellung ω ist also der zugehörige Schieberweg $\mathfrak{x}$ durch CD gegeben und kann derselbe erforderlichenfalls aus dem rechtwinkeligen Dreiecke CDE zu $CE \cdot \sin ECD$ oder

$$\mathfrak{x} = r \sin(\delta + \omega) \quad . \; . \; . \; . \; 1)$$

berechnet werden. Der grösste Schieberweg $\mathfrak{x}m$ mit der grössten Canalöffnung $\mathfrak{a}$ findet statt, wenn die Excentricität in der Stangenrichtung CE_r liegt und gleichzeitig die Kurbel sich aus ihrer Todtlage um $90° - \delta$ gedreht hat; es ist dann $\mathfrak{x}_{max} = r$ und daher nach Gleichung 2) § 2

$$\mathfrak{a} = r - e \quad . \; . \; . \; . \; 2)$$

Fig. 14.

Die über E_r hinaus fortgesetzte Drehung der Welle nähert die Projection des Excentriks wieder dem Wellenmittel, es geht der Schieber nach seinem Schwingungsmittel zurück und schliesst dabei den Dampf ab, sobald $\mathfrak{x} = e = CD_1$ (Fig. 14) geworden, also das Excentrik in E_1 angekommen ist. Bezeichnen wir den Winkel $E_1 C Y^1$ mit δ_1, so folgt aus Fig. 14 der Werth

$$\sin \delta_1 = \frac{e}{r} \quad . \; . \; . \; . \; 3)$$

Wegen der geringen Grösse von $\mathfrak{v}$ ist δ_1 nicht wesentlich kleiner als δ.

Der Excentrik- und folglich auch der Kurbeldrehungswinkel ψ_1 vom todten Punkt bis zum Eintritt der Expansion beträgt mithin $E_0 C E_1$ oder

$$\psi_1 = 180° - (\delta + \delta_1) \quad . \; . \; . \; . \; 4)$$

Er fällt um so kleiner aus, je grösser die Winkel δ und δ_1 gewählt werden, oder nach 1) § 9 und 3) anders ausgesprochen, je grösser man die Eintrittsdeckung e und das lineare Voreilen $\mathfrak{v}$ im Verhältniss zur Excentricität oder zum Schieberhube, der gleich zweimal Excentricität ist, nimmt.

Der Winkel ψ_1 legt das Verhältniss des Dampfkolbenweges s_1 bis zum Eintritt der Expansion zu dem ganzen Kolbenschube s oder den Füllungsgrad (das

Admissionsverhältniss) $\frac{s_1}{s}$ fest. Denken wir uns die Kurbel von der Länge $\frac{s}{2}$ (Fig. 15) in der Stellung CA_1, bei welcher die Expansion eintritt, so giebt unter der

Fig. 15.

Voraussetzung einer unendlich langen Schubstange die Projection $A_l B_1$ den Weg s_1 und $\angle A_l C A_1$ ist ψ_1, dessen Werth sich aus

$$\cos \psi_1 = \frac{B_1 C}{A_1 C} = \frac{\frac{s}{2} - s_1}{\frac{s}{2}} \quad \text{d. i.}$$

$$\cos \psi_1 = 1 - 2 \frac{s_1}{s} \quad . \; . \; . \; . \; 5)$$

berechnet. Für $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ ist z. B. $\cos \psi_1 = 1 - 2 \cdot 0{,}3 = 0{,}4$, also $\psi_1 = 66^\circ\,25'$. Wegen der endlichen Länge der Schubstange tritt unter Annahme eines gleichen Winkels ψ_1 für Hin- und Hergang des Kolbens nach p. 579 die Expansion um das Wegstück f früher beim Gange von A_l nach A_r und um dieselbe Länge später beim Wege von A_r nach A_l ein. Da sich im Mittel für Hin- und Hergang des Kolbens der Einfluss des Fehlers f auf die Dampfarbeit beinahe ausgleicht, so lässt man diese Unregelmässigkeit bestehen. Die Ausgleichung der verschiedenen Arbeiten während der beiden Kolbenschübe erfolgt durch die lebendige Kraft der bewegten Massen.

Gewöhnlich sind für die Anordnung einer Steuerung gegeben: der Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$ oder der Winkel ψ_1, die grösste Einströmungscanalöffnung $\mathfrak{a}$ und das lineare Voreilen $\mathfrak{v}$. Dann lassen sich aus den vier Gleichungen

$$\psi_1 = 180^\circ - (\delta + \delta_1) \; . \; . \; . \; 4); \quad r \sin \delta = e + \mathfrak{v} \; . \; . \; 1) \; \S\, 9; \quad r \sin \delta_1 = e \; . \; . \; . \; 3)$$
$$\text{und} \quad r = e + \mathfrak{a} \; . \; . \; . \; 2)$$

die vier Unbekannten δ, δ_1, r und e durch Rechnung oder Construction finden. Betreten wir den Rechnungsweg und setzen zunächst 3) in 1) § 9 ein, so erhalten wir

$$r \sin \delta = r \sin \delta_1 + \mathfrak{v}$$

oder, da $\delta_1 = 180^\circ - (\psi_1 + \delta)$ und $\sin \delta_1 = \sin(\psi_1 + \delta) = \sin \psi_1 \cos \delta + \cos \psi_1 \sin \delta$ ist,

$$r \sin \delta \,(1 - \cos \psi_1) - \mathfrak{v} = r \cos \delta \sin \psi_1 \quad . \; . \; . \; . \; 6)$$

Nun hat man nach 5) $\cos\psi_1 = 1 - 2\frac{s_1}{s}$ und sonach $\sin\psi_1 = \sqrt{1-\cos^2\psi_1}$ $= 2\sqrt{\frac{s_1}{s}\left(1-\frac{s_1}{s}\right)}$; es folgt daher durch Einsetzung dieser letzten Werthe, sowie von

$$r\sin\delta = e + \mathfrak{v} = r - \mathfrak{a} + \mathfrak{v}$$
$$r\cos\delta = \sqrt{r^2 - r^2\sin^2\delta} = \sqrt{r^2 - (r-\mathfrak{a}+\mathfrak{v})^2}$$

in 6)

$$2(r-\mathfrak{a}+\mathfrak{v})\frac{s_1}{s} - \mathfrak{v} = 2\sqrt{\left[r^2-(r-\mathfrak{a}+\mathfrak{v})^2\right]\frac{s_1}{s}\left(1-\frac{s_1}{s}\right)}.$$

Die Auflösung dieser quadratischen Gleichung nach r liefert den Werth

$$r = \frac{s}{s_1}\left[\mathfrak{a} - \frac{\mathfrak{v}}{2} + \sqrt{\mathfrak{a}(\mathfrak{a}-\mathfrak{v})\left(1-\frac{s_1}{s}\right)}\right], \quad \ldots \; 7)$$

welcher die Berechnung von r aus $\mathfrak{a}$, $\mathfrak{v}$ und $\frac{s_1}{s}$ ohne Schwierigkeit ermöglicht. Indessen ist es für die Bestimmung der Steuerungsdimensionen bequemer, nicht r unmittelbar aus $\mathfrak{a}$, $\mathfrak{v}$ und $\frac{s_1}{s}$ zu berechnen, sondern zunächst das Verhältniss $\frac{r}{\mathfrak{a}}$ und $\frac{e}{\mathfrak{a}}$ zu ermitteln. Durch Division mit $\mathfrak{a}$ auf beiden Seiten der Gleichung 7) erhält man

$$\frac{r}{\mathfrak{a}} = \frac{s}{s_1}\left[\left(1-\frac{\mathfrak{v}}{2\mathfrak{a}}\right) + \sqrt{\left(1-\frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}}\right)\left(1-\frac{s_1}{s}\right)}\right] \quad \ldots \; 8)$$

worauf nach 2)

$$\frac{e}{\mathfrak{a}} = \frac{r}{\mathfrak{a}} - 1 \quad \ldots \; 9)$$

und nach 1) § 9

$$\sin\delta = \frac{\frac{e}{\mathfrak{a}} + \frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}}}{\frac{r}{\mathfrak{a}}} \quad \ldots \; 10)$$

folgen.

Die Annahme gewisser Verhältnisse $\frac{s_1}{s}$ und $\frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}}$ ergiebt sonach für $\frac{r}{\mathfrak{a}}$, $\frac{e}{\mathfrak{a}}$ und δ ganz bestimmte Werthe, welche in nachstehender Tabelle (siehe p. 581) zusammengestellt sind.

Mit Benutzung dieser Tabelle lassen sich die Steuerungselemente sehr leicht ermitteln. Man findet aus derselben die Werthe $\frac{r}{\mathfrak{a}}$, $\frac{e}{\mathfrak{a}}$ und δ, welche einem gewissen Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ entsprechen, wenn man diesen in der ersten mit $\frac{s_1}{s}$ überschriebenen Verticalreihe aufsucht und dann horizontal bis in diejenige Abtheilung geht, welche am Kopfe den gewünschten Werth $\frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}}$ trägt; die in den mit den entsprechenden Bezeichnungen $\frac{r}{\mathfrak{a}}$, $\frac{e}{\mathfrak{a}}$ und δ versehenen Verticalreihen der Abtheilung befindlichen Zahlen sind die gesuchten Werthe.

Die Tabelle zeigt, wie rasch $\frac{e}{\mathfrak{a}}$ und $\frac{r}{\mathfrak{a}}$, auch δ wachsen mit der Stärke der verlangten Expansion. Eine bedeutendere Expansion durch einen Schieber mit einem Excentrik würde wegen der enormen Schieberreibungsarbeit und der langsamen Schieberbewegung nach Eröffnung des Canals infolge des grossen δ ganz unzweckmässig werden, wenn es nicht für die kleinen Füllungsgrade wegen der noch geringen Kolbengeschwindigkeit zulässig wäre, $\mathfrak{a}$ kleiner als für starke Füllung zu nehmen und die Verwendung des Trick'schen Schiebers (§ 3) sehr zu Statten käme.

Eine weitere Reduction von e und r lässt sich durch Vergrösserung von $\frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}}$ erzielen; mit diesem Schritte wird zugleich der schädliche Einfluss der langsamen Schieberbewegung bei grossem δ nach Eröffnung des Canales abgeschwächt. Die äusserste Grenze liegt bei $\mathfrak{v} = \mathfrak{a}$, wenn also in dem todten Punkte zugleich die grösste Canalöffnung stattfindet; alsdann ist selbst 0,1 Füllung mit einem mässig grossen r und e herzustellen. Da man in diesem Falle $\delta = 90°$ hat, so passt die Dampfvertheilung für beide Umlaufrichtungen gleich gut; der wirklich eintretende Drehsinn würde von der anfänglichen Stellung der Kurbel abhängen, wenn man eine solche Steuerung beim Anlassen der Maschine verwenden wollte oder könnte.

Die Grössen e, r und δ bestimmen auch die Kurbelstellung, in welcher der Schieber den Canal für die Dampfeinströmung öffnet. Der Dampfeintritt in den linken Canal E_l beginnt nach § 2 bei dem Schieberwege $\mathfrak{x} = e$ rechts von der Canalmittellage. Tragen wir also $CD_1 = e$, Fig. 14 (p. 581), in die Schieberschubrichtung nach rechts vom Wellenmittel C, so muss das Excentrik in seinem Kreise die Lage E_2 normal über D_1 haben; dasselbe befindet sich um $E_2CY = E_1CY' = \delta_1$ hinter der Normalen YCY' zur Schieberstangenrichtung oder um den Winkel E_2CE_0 gleich

$$\psi_2 = \delta - \delta_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

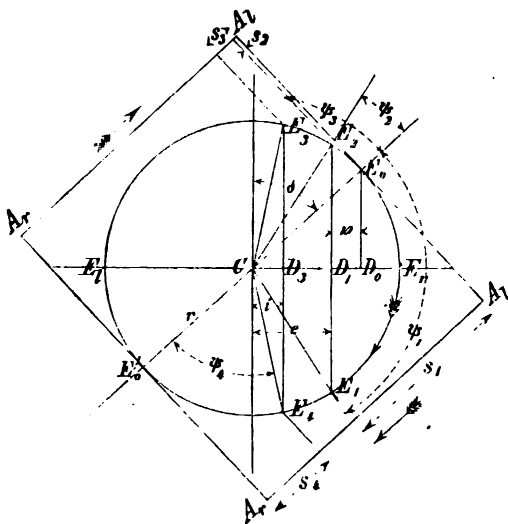
vor der Stellung, die es in der Todtlage der Kurbel einnimmt. Um denselben Winkel ψ_2 steht natürlich auch die Kurbel vor ihrer Todtlage, wenn die Einströmung beginnt, weshalb man die letztere bis zum Anfang des neuen Kolbenschubes »Voreinströmung« nennt. Dabei bewegt sich der Kolben durch die Strecke $s_2 = B_2A_l$ gleich der Projection des zu ψ_2 gehörigen Kurbelkreisbogens A_2A_l auf die Kolbenstangenrichtung unter »Gegendampf«.

Der Winkel ψ_2 fällt um so grösser aus, je verschiedener δ und δ_1, d. i. nach 1) § 9 und 2) § 10 je grösser $\frac{\mathfrak{v}}{r}$ gewählt wird. Man kann indessen mit $\frac{\mathfrak{v}}{r}$ oder $\frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}}$ ziemlich weit gehen, ehe die Projection des zur Todtlage der Kurbel normalstehenden Bogens eine erhebliche Länge für s_2 liefert. In dem äussersten Falle $\delta = 90°$, $\mathfrak{v} = \mathfrak{a}$ werden ψ_1 und ψ_2 beide $90° - \delta_1$ nach 4) und 9); Kolben und Kurbel haben also einen ebenso grossen Weg unter Gegendampf wie unter Einströmung des treibenden Dampfes zurückzulegen, wodurch die betreffenden Dampfarbeiten sich aufheben. Die Erzielung einer bewegenden Arbeit hängt hier lediglich von der Expansion und den Dampferscheinungen des folgenden Paragraphen ab.

Hier möge noch darauf hingewiesen werden, dass es nicht erforderlich ist, die Kurbelstellungen CA_1, CA_2 u. s. w., für welche Dampferscheinungen auftreten, besonders zu zeichnen. Denn es kommt für den vorliegenden Zweck nur darauf an, das Verhältniss der Strecken s_1, s_2 u. s. w. zum ganzen Kolbenwege s kennen zu lernen, und man kann also zunächst den Kurbelhalbmesser beliebig lang, auch gleich

der Excentricität annehmen; dann rücken A_l, A_1, A_2 u. s. w. nach E_l, a_1, a_2 u. s. w. Ja es ist auch nicht einmal erforderlich, die wirkliche Stellung der Kurbel zum Excentrik beizubehalten; man erspart daher das Aufzeichnen der Kurbel ganz, wenn man den Mittelpunkt E des Excentriks zugleich als Kurbelzapfenmitte ansieht oder mit andern Worten, sich den Kolbenlauf $E_r E_l$ (Fig. 16) mit den Kurbelstellungen und ihren Projectionen um den Winkel zwischen Kurbel und Excentrik in die Lage $E_0 E_0'$ der Excentricität bei den Todtlagen der Kurbel — kurz gesagt in die Nullposition der Excentricität — gedreht denkt. Zur Vermeidung vieler Linien im Innern des Excentrikkreises projicirt man die Positionen des Excentriks (Kurbelzapfens) nicht auf $E_0 E_0'$ selbst, sondern auf zwei Parallelen $A_r A_e$ seitwärts vom Excentrikkreise, von welchen die eine den Kolbenhingang, die andere den Kolbenrückgang darstellt. In dieser Weise sind s_1 und s_2 in Fig. 16 bestimmt worden.

§ 11. Ausströmung und Compression des Dampfes. Bestimmung der Austrittsdeckung i. — Sobald sich nach § 2 der Schieber aus der Canalmittellage C (Fig. 16) um die Austrittsdeckung i z. B. nach rechts entfernt hat, beginnt der Dampfaustritt aus dem rechten Canal E_r; die zugehörige Excentrikstellung erhält man in dem Durchschnitt E_3 des Excentrikkreises mit der Normalen $D_3 E_3$, welche in der Entfernung $CD_3 = i$ von C zu CE_r errichtet ist. Excentrik und Kurbel drehen sich vom Augenblick des beginnenden Dampfaustrittes um einen Winkel $\psi_3 = E_3 C E_0$ bis zur Kurbeltodtlage; es bewegt sich also der Kolben um die Projection s_3 von $E_3 E_0$ auf die Kolbenstangenrichtung $A_r A_l$ unter bereits stattfindendem Austritte des ihn treibenden Dampfes. Diese »Vorausströmung« des Dampfes hat zwar zunächst eine Einbusse an treibender Arbeit gegenüber der bei einer bis zum Ende des Kolbenschubes ungestörten Expansion geleisteten zur Folge; allein der Ausfall ist wegen des allmählichen Entweichens des Dampfes von geringer Bedeutung und es erwächst daraus für die neue Kolbenbewegung der Vortheil einer rascheren Reduction der Spannung des jetzt Widerstand leistenden Dampfes.


Fig. 16.

Die Ausströmung hält an bis zum Beginn der Compression, welche nach § 2 bei der Rückkehr des Schiebers zur Mittellage stattfindet, wenn $\mathfrak{x} = i$ ist, also das Excentrik in E_4 steht, um $\psi_4 = E_4 C E_0'$ vor E_0' und die Kurbel um denselben Winkel vor ihrer Todtlage; der Kolben hat noch bis Ende des Schubes den Weg s_4 zurückzulegen. Die Compression währt bis zur Voreinströmung in den betrachteten Canal E_r, d. i. durch den Kurbeldrehungswinkel $\psi_4 - \psi_2$ und den Kolbenweg $s_4 - s_2$.

Ist umgekehrt entweder die Position des Kolbens beim Beginn des Dampfaustritts oder beim Anfang der Compression gegeben, so hat man dieselbe auf die Linie $E_0 E_0^1$ oder auf die Gegenseite eines Rechtecks über $E_0 E_0'$, welche den verjüngten Kolbenweg darstellt, aufzutragen und zwar s_3 von E_0 her, s_4 aber von E_0' aus, sodann die Normale in der Kolbenposition zu $E_0 E_0'$ zu errichten; ihr Durch-

schnittspunkt mit dem Excentrikkreise bestimmt die Excentrikstellung E_3 oder E_4, von welcher man wieder die Normale $E_3 D_3$ oder $E_4 D_3$ auf die Schieberstangenachse fällt, um das gesuchte i in CD_3 zu erhalten.

Eine richtig bemessene Compression ist im Stande, die Vergrösserung des Dampfverbrauches durch die Füllung der schädlichen Räume zu beseitigen. Man muss zu diesem Ende die Compression des zwischen Kolben und Schieberlappen eingeschlossenen Dampfes so weit treiben, dass im Augenblicke der Canalöffnung für die Einströmung die Spannung des Dampfes im Schieberkasten erreicht ist. Bei Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes folgt, wenn

p die Spannung des Dampfes im Schieberkasten,
q » » » » » Cylinder am Ende der Ausströmung
ms die Grösse des schädlichen Raumes

bezeichnet,

$$\frac{p}{q} = \frac{s_4 + ms}{s_2 + ms}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 1)$$

woraus sich s_4 durch Rechnung nach

$$s_4 = \frac{p}{q}(s_2 + ms) - ms \quad \ldots \ldots \quad 2)$$

oder durch eine einfache Construction bestimmen lässt. Aus s_4 ergiebt sich i, wie oben erläutert wurde. Sollte dabei D_3 links von C fallen, so würde i negativ auszuführen sein, wodurch in der Mittellage des Schiebers die beiden Canäle E um geöffnet erscheinen. Bei der Bestimmung von s_4 ist das im Capitel III. S. 158 Gesagte zu beachten.

Die durch die vorstehende Construction ermittelte Austrittsdeckung kann als ein Maximum angesehen werden, weil eine zufällig vergrösserte Compression (z. B. durch Verkleinerung des schädlichen Raumes bei Anwesenheit von Wasser im Cylinder) für den Nutzeffect der Maschine und die Haltbarkeit der Maschinentheile schädlich sein würde, auch ein Abheben des Schiebers von seinem Spiegel befürchten liesse. In der Regel macht man i gleich Null oder nur wenige Millimeter gross.

§ 12. Schieberdiagramme für sehr lange Excentrikstangen. — Die sämmtlichen Dampferscheinungen einer gegebenen Schiebersteuerung lassen sich aus der wirklichen Excentrikbewegung nach Fig. 16 (p. 586), welche in natürlicher Grösse gezeichnet werden kann, mit Leichtigkeit und, soweit die Bedingung einer langen Excentrikstange erfüllt ist, auch mit Genauigkeit bestimmen. Man hat nur für die Abweichung des Schiebers nach der linken Seite der Canalmittellage die Zeichnung zu vervollständigen und erhält dann das Diagramm in Fig. 17 (p. 588), dessen Aufzeichnung nach § 10 und 11 keine Schwierigkeit bietet. Die Figur ist in 1/2 der natürlichen Grösse für die Daten $r = 65$ mm, $e = 36$ mm, $i = 3$ mm, $\mathfrak{v} = 2$ mm gezeichnet. Es wurde vom Wellenmittel C aus in der Schieberstangenrichtung CE_r $CD_0 = e + \mathfrak{v} = 36 + 2 = 38$ mm aufgetragen und in D_0 die Normale zu CE_r für ein Vorwärtsexcentrik nach oben errichtet bis zum Durchschnitt E_0 mit dem aus C beschriebenen Excentrikkreise vom Halbmesser $r = 65$ mm; E_0 ist die Excentrikposition in der linken Kurbeltodtlage und der Winkel E_0CY, welchen die Excentricität mit der normalen YCY' zur Schieberstangenrichtung bildet, den Voreilungswinkel δ. Sollte das Excentrik ein Rückwärtsexcentrik sein, so müsste D_0E_0 auf die andere Seite von CE_r gelegt werden. Die Durchschnittspunkte E_1, E_2, E_3 und E_4 der in den Abständen e und i von C gezogenen Parallelen zu YCY', der Deckungsparallelen, mit dem Excentrikkreise liefern die Excentrikstellungen — oder versetzten Kurbelstellungen —

für welche Expansion, Gegendampf (Voreintritt), Compression und Dampfaustritt auftreten und die Projection der Punkte E auf die Nullposition der Excentricität $E_0 E_0'$ oder die zu ihr parallelen Linien $A_l A_r$ die zugehörigen Kolbenstellungen (im Mittel für Hin- und Hergang des Kolbens). Man findet aus der Figur Anfang der Expansion bei $o, 67 s$, des Voreintritts bei $o, 999 s$, der Compression bei $o, 89 s$ und des Dampfaustritts bei $o, 92 s$.

Wünscht man Aufschluss über die wirkliche Dampfvertheilung, welche infolge der endlichen Länge der Schubstange entsteht, so muss man statt der Normalen zu $E_0 E_0'$ die Kreisbögen vom Halbmesser

Fig. 17.

$$\frac{\text{Schubstangenlänge}}{\text{Kurbelhalbmesser}} \text{ mal Excentricität (in der Fig. } 6_r\text{)}$$

nach S. 578 beschreiben und findet die in Fig. 17 punktirten Kolbenstellungen, d. i.

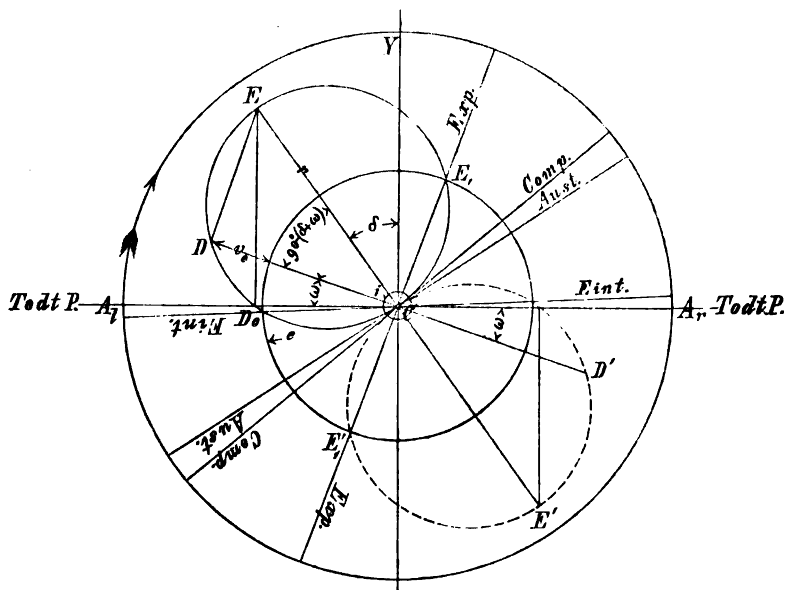
Anfang	Expansion	Voreintritt	Compression	Dampfaustritt
für die Kolbenbewegung von der Welle weg bei	$o, 63 s$,	$o, 999 s$,	$o, 87 s$,	$o, 91 s$
» » » nach » » zu »	$o, 71 s$,	$o, 999 s$,	$o, 91 s$,	$o, 93 s$.

Das Diagramm in Fig. 17 giebt auch Aufschluss über die Grösse, um welche die Canäle für Dampfeintritt und Dampfaustritt bei einer beliebigen Kurbelstellung geöffnet sind. Befindet sich z. B. die Excentricität in CE oder gleichzeitig die Kurbel um einen Winkel $\omega = E_0 CE$ aus ihrer Todtlage gedreht, so ist der zugehörige

Schieberweg $\mathfrak{x} = CD$. Zieht man EM parallel CE_r bis zur Normalen YCY', so giebt auch EM den Schieberweg an. Nach § 2 sind nun die Oeffnungen für Eintritt und Austritt $\mathfrak{o}_e = \mathfrak{x} - e$ und $\mathfrak{o}_a = \mathfrak{x} - i$ oder in Fig. 17 (p. 588) für E: $\mathfrak{o}_e = EM - MO_e = EO_e$ und $\mathfrak{o}_a = EM - MO_a = EO_a$, d. h. die Abstände EO_e und EO_a des Punktes E von den Deckungsparallelen geben die Canalöffnungen für Eintritt und Austritt des Dampfes an. Diese Oeffnungshöhen $\mathfrak{o}_e$ und $\mathfrak{o}_a$ beschreiben bei der Bewegung von E die schraffirten Flächen $E'_2 E_r E_1$ und $E_2 E_l E'_1$ für Eintritt, sowie $E'_3 E_r E_4$ und $E_3 E_l E'_4$ für Austritt des Dampfes.

Für manche Zwecke ist es bequemer, die Schieberwege in Verbindung mit den wirklichen, nicht um den Winkel zwischen Kurbel und Excentricität versetzten Kurbelstellungen zu haben. Dieser Fall tritt z. B. später ein, wenn die Dampfvertheilungen einzelner Expansionsgrade mit verschiedenen Voreilungswinkeln verglichen werden sollen; die verschiedenen Projectionsbasen in den Nulllagen der Excentricitäten erschweren die Vergleichung. Man braucht aber dann nur die Nulllagen der Excentricitäten mit den Diagrammen in eine feste Gerade zu drehen, wozu sich die Kolbenstangenrichtung deshalb empfiehlt, weil man dann die wirklichen Kurbelstellungen sofort benutzen kann. In dieser Lage gezeichnet wird das Diagramm Reuleaux zugeschrieben.

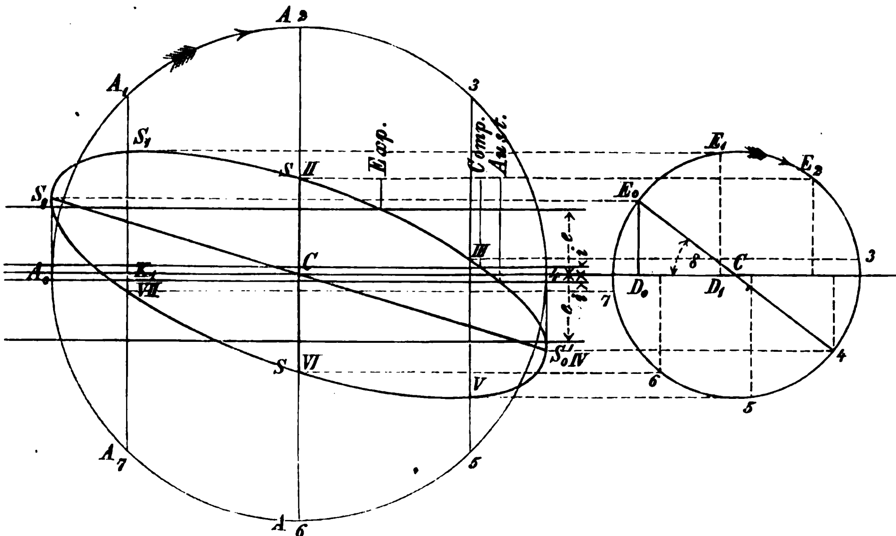
Fig. 18.



Bei der Anwendung des vorigen Diagrammes hat man zur Ermittelung des Schieberweges ausser der Excentricität (Kurbelstellung) noch diejenige Linie zu ziehen, welche die Schieberabweichung darstellt. Dies wird überflüssig, wenn man nach dem Vorgange von Zeuner den Schieberweg auf der Kurbelstellung selbst angiebt. Der Schieberweg $\mathfrak{x}$ für eine beliebige, den Winkel ω mit der Todtlage bildende Kurbelstellung ist bestimmt durch die Seite CD in Fig. 17 (p. 588) des rechtwinkeligen Dreiecks CED, welches sich aus seinen gegebenen Elementen r und $(\delta + \omega)$ oder $90^0 - (\delta + \omega)$ construiren lässt. Legt man die Seite CD in Fig. 18 so auf die Kurbelstellung ω, dass der spitze Winkel $90^0 - (\delta + \omega)$ an das Wellenmittel C zu liegen kommt, so bildet CE mit der Normalen CY zur Todtlage der Kurbel bei allen

der Kurbel gehörige Excentricität CE_0 (Fig. 19) unter dem Voreilungswinkel δ gegen die Kolbenschublinie im Drehsinn der Kurbel vorausgesetzt, so geniesst man den Vortheil, die zu den Excentrikpositionen E_0, E_1 u. s. w. gehörigen Schieberwege $E_0 D_0$, $E_1 D_1$ u. s. w. sofort normal zu den Kolbenwegen zu erhalten, wodurch ihre Uebertragung in die Schieberkurve sehr vereinfacht wird. Man theile nun beide Kreise von A_0, bez. E_0 aus in dieselbe Anzahl gleicher Theile — in der Figur sind deren 8 angegeben — und ziehe zunächst die Normalen $A_1 K_1 A_7$, $A_2 K_2 A_6$ u. s. w., um die Kolbenstellungen (im Mittel für Hin- und Hergang) K_1, K_2 u. s. w. zu den Kurbelstellungen A_1, A_2 u. s. w. zu erhalten. Die den Kolbenpositionen zugehörigen Schieberwegordinaten $A_0 S_0$, $K_1 S_{\mathrm{I}}$, $K_2 S_{\mathrm{II}}$ u. s. w. finden sich, indem $E_0 S_0$, $E_1 S_{\mathrm{I}}$, $E_2 S_{\mathrm{II}}$ u. s. w. zur Kolbenlaufrichtung parallel gezogen werden; durch die Verbindung ihrer Endpunkte erhält man die Schieberkurve, welche eine Ellipse ist mit $S_0 S_0'$ und $S_{\mathrm{I}}\, C S_{\mathrm{II}}$ als conjugirten Durchmessern.

Fig. 19.



Legt man noch in den Abständen e und i oberhalb und unterhalb des Kolbenlaufes die Deckungsparallelen, so bestimmen sich durch den Durchschnitt derselben mit der Schieberkurve die Kolbenstellungen, bei welchen die Dampferscheinungen auftreten, und das Stück der Schieberwege ausserhalb der Deckungsparallelen giebt die Eröffnung der Canäle für Eintritt, bez. Austritt des Dampfes.

§ 13. Einfluss kurzer Excentrikstangen. — Ist man zur Anwendung kurzer Excentrikstangen gezwungen, so erleidet die Schieberbewegung und somit der Eintritt der Dampferscheinungen eine Abweichung von den Verhältnissen, welche für lange Stangen im Vorhergehenden gefunden wurden. Man muss in diesem Falle zur Bestimmung der Schieberwege statt der Projection der Excentrikstellungen die genaue Construction mit den Kreisbögen vom Radius gleich der Länge der Excentrikstange nach § 8 anwenden.

Für den ersten todten Punkt A_l (Fig. 20, p. 592) der Kurbel steht das Excentrik in E_0, der Schieber hat sich aus seinem Schwingungsmittel, welches zunächst wieder mit der Canalmitte zusammenfallen möge, nur bis d bewegt, steht also um $dD = f$ hinter der Stellung D, welche derselbe bei genügend langer Excentrikstange annehmen

würde; das Voreilen des linken Canales beträgt also jetzt nur $\mathfrak{v}_l = \mathfrak{v} - f$, wenn $\mathfrak{v}$ die Grösse des Voreilens bei langen Stangen bezeichnet. Kommt die Kurbel in den andern todten Punkt A_r, so befindet sich der Schieber dagegen in d' statt in D', d. i. um f weiter von der Mittellage abstehend als bei einer langen Stange, woraus sich hier ein Voreilen im rechten Canal $\mathfrak{v}_r = \mathfrak{v} + f$ ergiebt. Offenbar ist es wünschenswerth, das Voreilen auch bei kurzen Stangen gleich zu haben; dies erreicht man einfach durch eine Verlegung des Schieberlaufes auf der Schieberfläche, indem man den Schieber auf seiner Stange verschiebt oder die Länge der Schieber- oder Excentrikstange ändert, und zwar muss in unserm Falle das Schwingungsmittel C um $f = \frac{\mathfrak{v}_r - r_l}{2}$ nach rechts vom Canalmittel K gelegt werden. Dadurch erfahren alle Schieberwege, die nach § 2 von der Canalmittellage aus zu rechnen sind, auf der rechten Seite vom Mittel eine Vergrösserung um f und folglich auch die zugehörigen Canalöffnungen, während sie auf der linken Seite vom Mittel um f verkleinert werden; wir erhalten jetzt gleiches Voreilen, aber ungleiche grösste Canalöffnungen auf beiden Seiten,

Fig. 20.

z. B. $\mathfrak{a} + f$ im linken und $\mathfrak{a} - f$ im rechten Canal. So lange f nicht im Verhältniss zu $\mathfrak{a}$ gross ausfällt, ist die Verschiedenheit der Canalöffnung ohne Bedeutung, da die Angaben über die erforderliche Grösse der Dampfcanalquerschnitte nicht übereinstimmen.

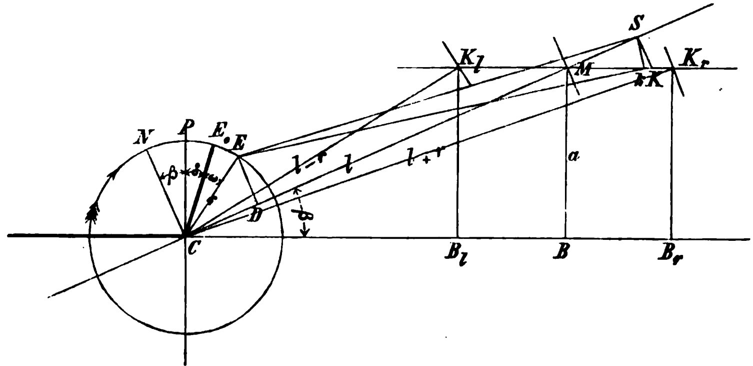
Die nach der erfolgten Justirung des Schiebers auf gleiches Voreilen, welches sonach bei jeder Länge der Excentrikstange ausgeführt wird, sich ergebenden Dampferscheinungen findet man leicht aus dem Diagramm Fig. 20, und zwar mit mathematischer Genauigkeit. In demselben ist C das Wellenmittel, welches gleichzeitig die Mitte des in den Durchmesser des Excentrikkreises verlegt gedachten Schieberlaufes darstellt, um $CK = f$ gegen das Canalmittel K von links nach rechts verschoben, wodurch K in die Mitte von dd' zu liegen kommt. Beschreibt man durch K und in den Abständen e und i rechts und links von K Kreisbögen mit einem Halbmesser gleich der Excentrikstangenlänge aus Mittelpunkten auf der Schieberstangenrichtung, so erhält man für eine beliebige Excentrikposition E, welche dem Kurbeldrehwinkel ω vom todten Punkte aus entspricht, den Schieberweg $\mathfrak{x} = FK = EG$ und folglich die Canalöffnungen $\mathfrak{o}_e = EH$ und $\mathfrak{o}_a = EI$. Die Durchschnittspunkte der Deckungsbögen mit dem Excentrikkreise ergeben die Excentrik- (also auch Kurbel-) stellungen, bei welchen die bekannten Dampferscheinungen

auftreten. Man sieht aus dem Diagramm, dass Dampfeintritt und Expansion nahezu bei den im Falle einer langen Excentrikstange vorhandenen, also für Hin- und Hergang des Kolbens gleichen Kurbeldrehungswinkeln stattfinden, während Dampfaustritt und Compression um so mehr verschiedenen Winkeln angehören, je kleiner die Austrittsdeckung i gegen die Eintrittsdeckung e gehalten ist. Um auch hier eine bessere Uebereinstimmung für Hin- und Hergang des Kolbens zu erzielen, muss man die Deckungen i der beiden Schieberlappen von verschiedener Länge nehmen, welche sich für jede Schieberseite aus dem Durchschnitt der gewünschten Kurbelstellung für Austritt oder Compression mit dem Excentrikkreise bestimmt.

Mit Hülfe dieses Diagrammes, dessen Construction im wesentlichen bereits in der jetzt eingegangenen engl. Zeitschrift »Artizan« zu finden ist und neuerdings vervollständigt von Schorch in der »Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Bd. XX, 1876« veröffentlicht wurde, lässt sich leicht die wahre Schieberkurve construiren, welche von einer Ellipse um so mehr abweicht, je kürzer die Schubstange und die Excentrikstange genommen werden.

§ 14. Die Richtung der Schieberstange geht nicht durch das Wellen- oder Triebachsenmittel. — Denkt man sich eine Parallele CB (Fig. 21) zur Kreuzkopfbahn $K_l K_r$ oder Richtung der Schieberstange durch das Wellenmittel C gezogen, so mögen zunächst bei der vom Kreuzkopfe weggerichteten Todtlage der Kurbel Excentrik und Schieberstange auf derselben Seite der Geraden CB liegen.

Fig. 21.



Auch hier ist es erforderlich, die Mitte des Kreuzkopflaufes zu bestimmen, weil von diesem Schwingungsmittel aus die Schieberwege gerechnet werden. Nimmt man eine beliebige Stellung des Excentriks E an, so erhält man die zugehörige Kreuzkopflage in dem Durchschnitte k eines aus E mit der Länge l der Excentrikstange beschriebenen Kreisbogens und der Kreuzkopfbahn. Die Entfernung kC vom Wellenmittel C bestimmt sich als Seite des Dreiecks CEk, dessen Seite $EC = r$ und $Ek = l$ ist. Die äussersten Kreuzkopfstellungen K_r und K_l ergeben sich, wenn Ck den grössten und kleinsten Werth $l + r$ und $l - r$ annimmt; die Halbirung von $K_l K_r$ legt die gesuchte Kreuzkopfbahnmitte M fest. Zieht man $K_l B_l$, MB und $K_r B_r$ normal zu CB, so ist der Abstand der Mitte M des Kreuzkopflaufes von dem Wellenmittel C

$$\overline{CM} = \sqrt{\overline{MB}^2 + \overline{CB}^2} = \sqrt{\overline{MB}^2 + \frac{1}{4}(\overline{CB}_r + \overline{CB}_l)^2}$$

oder, wenn die kürzeste Entfernung MB der Kreuzkopfbahn vom Wellenmittel mit a bezeichnet wird,

$$CM = \sqrt{a^2 + \frac{1}{4}\left[\sqrt{(l+r)^2 - a^2} + \sqrt{(l-r)^2 - a^2}\right]^2},$$

woraus durch Entwickelung des Quadrats folgt

$$CM = \sqrt{a^2 + \frac{1}{2}\left[l^2 - r^2 - a^2 + \sqrt{l^4 - 2l^2r^2 + r^4 - 2a^2l^2 - 2a^2r^2 + a^4}\right]}.$$

Das letzte Glied unter dem $\sqrt{\ }$ Zeichen würde ein vollständiges Quadrat $(l^2 - r^2 - a^2)^2$ sein, wenn das Vorzeichen von $2a^2r^2$ $+$ statt $-$ wäre; schreiben wir für $-2a^2r^2 = +2a^2r^2 - 4a^2r^2$, so entsteht

$$CM = \sqrt{a^2 + \frac{1}{2}\left[l^2 - r^2 - a^2 + (l^2 - r^2 - a^2)\sqrt{1 - \left[\frac{2\frac{a}{l}\cdot\frac{r}{l}}{1 - \left(\frac{a}{l}\right)^2 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}\right]^2}\right]}.$$

Werden $\frac{a}{l}$ und $\frac{r}{l}$ genügend klein vorausgesetzt, z. B. $\frac{a}{l} = \frac{1}{8}$, $\frac{r}{l} = \frac{1}{24}$, so liegt

$$\sqrt{1 - \left[\frac{2\frac{a}{l}\cdot\frac{r}{l}}{1 - \left(\frac{a}{l}\right)^2 - \left(\frac{a}{l}\right)^2}\right]^2} = 0{,}99995$$

der Einheit so nahe, dass man unbedingt dafür 1 setzen darf und dann wird

$$CM = l \; . \; . \; . \; . \; . \quad 1)$$

Ganz dasselbe Resultat ergiebt sich für die Lage der Kreuzkopfbahn auf der andern Seite von CB. Das Kreuzkopflaufmittel steht daher stets vom Wellenmittel um die Länge l der Excentrikstange ab, es mag die Richtung der Kreuzkopfbahn durch das Wellenmittel gehen (S. 578) oder um a davon entfernt sein, so lange a und r nicht zu gross gegen l werden.

Die Neigung β der Mittellage CM der Excentrikstange gegen die Kreuzkopfbahn bestimmt sich durch

$$\sin\beta = \frac{a}{l} \; . \; . \; . \; . \quad 2)$$

Um für eine beliebige Excentrikstellung E die Abweichung Mk des Kreuzkopfes von seinem Schwingungsmittel M zu finden, hat man von E aus mit l als Halbmesser einen Kreisbogen zu beschreiben bis zum Durchschnitt k mit der Stangenachse K_lK_r. Das Bewegungsgesetz von k lässt sich aus dem früher betrachteten Falle einer durch das Wellenmittel gehenden Schieberstangenrichtung ableiten, indem man sich zunächst die Gerade CM als Bahn für den Kreuzkopf denkt. Die der Excentrikstellung E zugehörige Abweichung MS des Kreuzkopfes von seiner Mittellage ist dann unter der Annahme einer gegen r langen Excentrikstange gleich CD, wenn ED normal zu CM gezogen ist. Errichtet man in C die Normalen CN zu CM und CP zu CB, so bilden dieselben den Winkel $NCP = \beta$; bezeichnet man ferner den Winkel PCE_0, welchen die Lage CE_0 des Excentriks im todten Punkte der Kurbel mit der Normalen zur Schubrichtung bildet, als Voreilungswinkel mit δ, so erhält man für den Drehwinkel ω der Kurbel aus ihrem todten Punkte, die Abweichung

$$\overline{MS} = \overline{CD} = r\sin CED = r\sin(\delta + \beta + \omega) \; . \; . \; . \; . \quad 3)$$

Die gesuchte Entfernung des Kreuzkopfes k von M auf der Bahn K_lK_r ergiebt sich hieraus, indem man aus E mit $ES = l$ den Kreisbogen Sk beschreibt. Dieser Bogen weicht unter der früher gemachten Annahme eines kleinen β oder $\frac{a}{l}$ nicht von seiner Tangente in S ab; man darf also zunächst Sk als normale Gerade zu ES

auffassen. Nun soll aber $\frac{r}{l}$ sehr klein sein, es fällt daher ES beinahe parallel CM aus und Sk so wenig abweichend von der Normalen SK zu CM, dass man ohne merklichen Fehler SK für Sk nehmen kann, und dann bestimmt sich der Ausschlag MK des Kreuzkopfes oder der Schieberweg $\mathfrak{x}$ zu

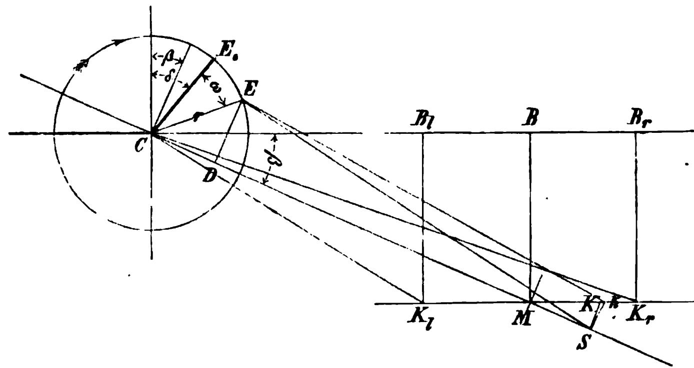
$$\mathfrak{x} = \overline{MK} = \frac{\overline{MS}}{\cos\beta}$$

oder wegen 3)

$$\mathfrak{x} = \frac{r}{\cos\beta}\sin(\delta + \beta + \omega) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Die Vergleichung dieses Werthes mit dem früher in 1) § 10 für den Fall einer durch das Wellenmittel gehenden Schieberstange gefundenen zeigt, dass die jetzt betrachtete Bewegung die nämliche ist, welche ein $\frac{r}{\cos\beta}$ grosses und unter dem Voreilungswinkel $\delta + \beta$ aufgestecktes Excentrik mit $a = o$ geben würde. Die Vergrösserung des Abstandes von a bewirkt demnach in der Bewegung des Schiebers eine Vergrösserung des Schieberhubes und Voreilungswinkels.

Fig. 22.



Liegt die Bahn des Endpunktes der Excentrikstange auf der entgegengesetzten Seite von CB (Fig. 22), so ergiebt sich in gleicher Weise wie vorhin die Abweichung des Kreuzkopfes von der Mittellage für einen beliebigen Drehwinkel ω der Kurbel vom todten Punkte ab

$$\mathfrak{x} = \overline{MK} = \frac{\overline{MS}}{\cos\beta} = \frac{\overline{CD}}{\cos\beta}$$

und, da hier $\overline{CD} = r \sin CED = r \sin(\delta - \beta + \omega)$ ist,

$$\mathfrak{x} = \frac{r}{\cos\beta} \cdot \sin(\delta - \beta + \omega) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4^a)$$

welches Resultat auch aus 4) folgt, wenn man a und β negativ setzt, weil sie hier von CB aus entgegengesetzt liegen. Eine um a unter CB liegende Bahn vergrössert also den Schub ebenfalls auf $2\frac{r}{\cos\beta}$, vermindert aber den Voreilungswinkel um β.

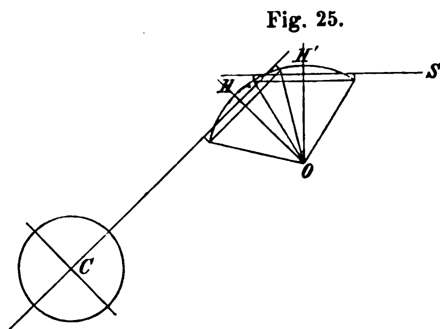
Man erhält vollständigen Aufschluss über die in diesem Falle stattfindende Schieberbewegung, indem man statt des aufgekeilten Excentriks ein anderes einführt, welches mit der Excentricität $\frac{r}{\cos\beta}$ und dem Voreilungswinkel $\delta + \beta$ den Schieber bei $a = o$ treibt, durch eins der im § 12 besprochenen Diagramme. Zu dem Ende zeichne man das aufgekeilte Excentrik CE_0 (Fig. 23, p. 596) in der wirklichen Stellung unter dem Voreilungswinkel δ, verlängere CE_0 soweit, bis $CF = l$ wird und beschreibe über CF als Durchmesser einen Halbkreis; trägt man nun von F die

Punktes im Verhältniss $\frac{h'}{h}$ verkleinert, beide von der gemeinsamen Mittellage aus gerechnet. Es stimmt daher die Bewegung eines solchen Hebelpunktes H' überein mit derjenigen, welche ihm ein Excentrik von der Grösse $\frac{h'}{h}$ mal Excentricität des oberen Schub bedingenden ertheilen würde.

Den Fehler, welchen man durch die Vertauschung des Bogens mit der Geraden begeht, zeigt die mit sehr kurzem Hebel und sehr geringer Länge der Excentrikstange gezeichnete Fig. 24, p. 596, recht klar. Bei der Excentrikstellung E befindet sich der Stangenkopf in k, wenn er auf dem Bogen geführt wird, dagegen in K bei der Bewegung auf der Geraden, wodurch eine Differenz in der Hebeldrehung um den Winkel kOK hervortritt, welche um so geringer ausfällt, je mehr der kleine aus E beschriebene Bogen kK sich normal zum Hebelzapfenbogen stellt und je weniger seine Länge kK beträgt. Dieses erreicht man durch grosse Länge des Hebels und der Excentrikstange in Verbindung mit möglichst kleinem normalem Abstande a der Bahn vom Wellenmittel. Sollten ausnahmsweise die eben angegebenen Bedingungen nicht erfüllbar sein, so darf man nicht unterlassen, die Verhältnisse durch eine genaue Zeichnung in grossem Maassstabe festzustellen; die Resultate der vereinfachenden Annahmen können dann nur als Annäherungen bei der Wahl der Dimensionen gelten.

Ziemlich dasselbe ist über die Bewegung der Schieberstange durch einen Hebelzapfen mittelst einer Schieberschubstange zu sagen. Soll ein gewisser Schieberhub hergestellt werden, so geschieht dies am einfachsten und regelmässigsten, wenn man die Schwingungssehne $H_l'H_r'$ parallel zur Schieberstange anordnet, wodurch Schieberhub S_lS_r und Schwingungssehne $H_l'H_r'$ als gegenüberstehende Seiten des mit den Lagen der Schubstange gebildeten Parallelogrammes gleich gross ausfallen; führt man zur Vereinfachung auch hier wieder statt der Bewegung auf dem Bogen die auf der den Pfeil desselben halbirenden Parallelen zur Schwingungssehne ein, so wird die Uebereinstimmung zwischen beiden um so grösser, je länger die Schubstange und je kleiner die Entfernung a' der beiden Geraden gehalten ist. Wegen des die Regelmässigkeit der Schieberbewegung störenden Einflusses von a verfährt man in dem Falle, wo die Achse der Schieberstange und die mittlere Lage der Excentrikstange einen Winkel bilden müssen, vortheilhafter, die Verbindung zwischen beiden durch einen Winkelhebel HOH' (Fig. 25) herzustellen, dessen Schenkel in der Mittellage winkelrecht stehen zu jenen Stangenrichtungen, als sich keines oder im Falle einer Schubveränderung nur eines einfachen Hebels zu bedienen. Der Vorzug dieser Winkelhebelanordnung wird noch erhöht durch eine Verminderung der schädlichen Pressungen, welche auf Schieberstange oder Hebel bei der Kraftübertragung ausgeübt werden.

Fig. 25.



In dem Falle einer Hebelverwendung sind die Verhältnisse so zu wählen, dass die gewünschte Schieberbewegung zu Stande kommt. Es möge zunächst der Einfluss eines **einarmigen** Hebels untersucht werden. Die grösste Abweichung des Schiebers aus seiner mittleren Stellung und die Hälfte der Schwingungssehne $H_l'H_r'$ (Fig. 24, p. 596) müssen $e + a = r'$ betragen; dadurch bestimmt sich die Hälfte von H_lH_r

zu $(e+\mathfrak{a})\frac{h}{h'}$, und diesen Werth hat man der Excentricität r zu geben, wenn hier der Einfachheit wegen $a = o$ vorausgesetzt wird. Bei der Ermittelung des Voreilungswinkels ist zu bedenken, dass in dem todten Punkte der Kurbel der Schieberweg $e + \mathfrak{v}$ sein muss, der die Hebelzapfenabweichungen $e + \mathfrak{v}$ und $(e+\mathfrak{v})\frac{h}{h'}$ bedingt; letzterer Werth muss gleich CD_0 sein und bestimmt den Voreilungswinkel δ nach § 9 durch

$$\sin\delta = \frac{CD_0}{CE_0} = \frac{(e+\mathfrak{v})\frac{h}{h'}}{(e+\mathfrak{a})\frac{h}{h'}} = \frac{e+\mathfrak{v}}{e+\mathfrak{a}} \quad \ldots\ldots \quad 1)$$

also zu demselben Werth, den die directe Bewegung des Schiebers ohne Hebelübersetzung erfordert. Die Anwendung eines einarmigen Hebels übt keinen Einfluss auf den Voreilungswinkel, sondern verändert nur die Grösse der für die Schieberbewegung wirksamen Excentricität oder den Schieberweg im Vergleich mit der directen Bewegung der Schieberstange durch die Excentrikstange, welche in beiden Fällen gleich gerichtet vorausgesetzt wird. Führt man ein Excentrik

$$r' = r \cdot \frac{h'}{h} = e + \mathfrak{a} \quad \ldots\ldots \quad 2)$$

statt r mit ungeändertem Voreilungswinkel δ in die frühere Bewegung des Schiebers ohne Hebelanwendung ein, so erzielt man eine mit der vorliegenden Hebelanordnung übereinstimmende Schieberbewegung.

Ein doppelarmiger Hebel HOH' (Fig. 26) veranlasst den Hebelzapfen H zu einer der von H' entgegengesetzten Bewegung, dabei bleiben aber die Ausschlagsweiten wie vorhin, man hat also ein ebenso grosses Excentrik r wie bei einem einarmigen Hebel auszuführen, jedoch mit einer um 180° versetzten Stellung CE_0, so dass z. B. das Excentrik hier der Kurbel um den Winkel $90° - \delta$ nachfolgt, wenn die Todtlage der Kurbel in die mittlere Schubrichtung der Excentrikstange fällt.

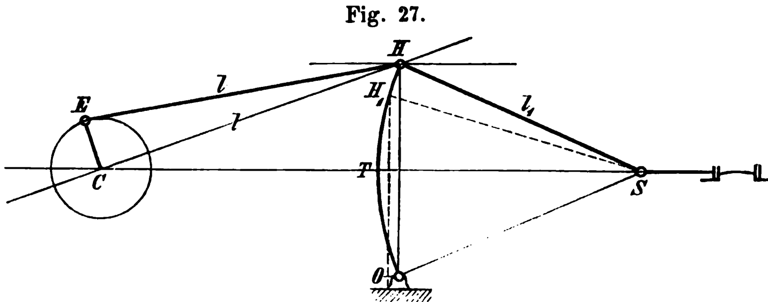
Fig. 26.

Die Einschiebung eines Hebels ermöglicht in leichter Weise eine Veränderung der Grösse des Schieberweges und damit der Dampfvertheilung, indem man z. B. vermittelst eines Schlitzhebels oder einer Coulisse den Schieberstangenzapfen oder den Excentrikstangenzapfen oder auch beide zugleich verstellt. Bei dieser Operation ist es erforderlich, dass der in einer bestimmten Hebelstellung auf gleiches Voreilen links und rechts justirte Schieber diese Eigenschaft durch eine Abänderung der Hebellängen nicht einbüsst, wenn auch die

Grösse des Voreilens selbst in den verschiedenen Stellungen sich etwas verändert, d. h. der Schieber darf das ihm einmal angewiesene Mittel seiner Schwingung nicht verlassen (§ 13). Im Folgenden wird vorausgesetzt, dass die Schieberstangenachse das Wellenmittel durchschneidet.

Zunächst möge die Schieberschubstange SH (Fig. 27) verstellt werden etwa mit Hülfe eines Gleitstückes (Steines) in einem Schlitze des Hebels, während der Hebelarm der Excentrikstange nicht verändert wird. Der Schieber sei für den grössten Schub richtig auf seiner Stange eingestellt und befinde sich in seiner Mittellage, alsdann nimmt auch der Hebel OH seine mittlere Stellung ein, wobei H vom Wellenmittel um die Länge l der Excentrikstange nach 1) § 14 absteht. Bewegt man nun zur Verkleinerung des Schieberhubes die Schieberschubstange HS von der Länge l_1,

Fig. 27.

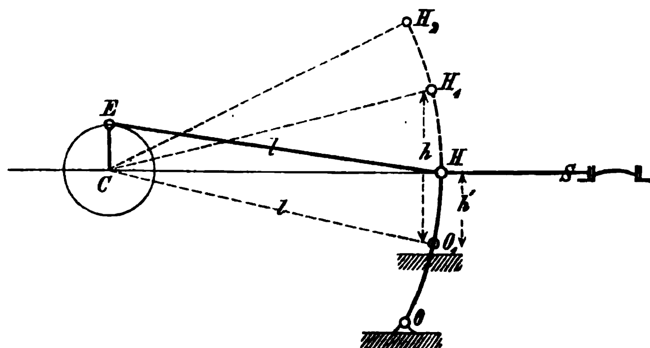


so darf der Schieberkreuzkopf S seine Lage nicht ändern bei unbeweglichem Hebel; und daraus folgt, dass der Schlitz des Coulissenhebels OH ein aus S beschriebener Kreisbogen vom Halbmesser gleich der Länge l_1 der Schieberschubstange sein muss. Wünscht man ein gänzliches Verschwinden des Schieberhubes, so lässt man die Mittellinie des Schlitzes durch den Drehpunkt O des Hebels gehen, um eine nutzlose Relativbewegung des Steines in der Coulisse zu vermeiden, die eintritt, wenn der Kreisbogen neben O durchgeht. Zwar kommen infolge der Hebelkrümmung die Sehnen der Steinbahnen in den Stellungen zwischen O und H nicht ganz genau parallel der Schieberstange zu liegen, indessen entsteht kein merklicher Nachtheil daraus, so lange der Pfeil der Coulissenkrümmung sehr klein bleibt oder die Schieberschubstange genügend lang gehalten ist. Für kleine Stangenlängen würde es indessen zweckmässiger sein, den Drehpunkt der Coulisse etwas links vom Kreisbogen anzuordnen, um die Abweichungen vom Parallelismus der Schwingungssehnen mit der Schieberstange möglichst gering zu erhalten. Mitunter ist ein Punkt H_1 der Coulisse vornehmlich zur Benutzung bestimmt, alsdann befindet sich der Drehpunkt am besten in der durch diesen Vorzugspunkt H_1 gelegten Normalen zur Richtung der Schieberstange.

Soll dagegen die Veränderung des Schieberhubes ohne eine zur Schubrichtung normale Bewegung der Schieberschubstange ausgeführt werden, in welchem Falle man den Stein der Coulisse auch direct an der gehörig geführten Schieberstange anbringen kann, so ist die Excentrikstange EH (Fig. 28, p. 600) in der angegebenen Richtung zu verstellen. Es sei zunächst wieder die Anordnung für das Zusammenfallen der Endpunkte H von Schieber- und Excentrikstange getroffen, und der auf gleiches Voreilen justirte Schieber S nebst dem Steine H der Coulisse im Schwingungsmittel befindlich. Eine Verkleinerung des Schieberweges erreicht man entweder durch die Erhebung des Excentrikstangenendes in dem Schlitze des um den

festen Punkt O schwingenden Hebels, wobei die Hebellänge OH der Schieberstange keiner Aenderung unterworfen ist, oder, wirksamer wegen der gleichzeitigen Verkleinerung von OH, durch Theilnahme der Coulisse an der Erhebung der Excentrikstange, indem man das freie Coulissenende durch einen Bolzen mit der Excentrikstange verbindet und den Drehpunkt O in angemessener Weise führt, wie es bei den Coulissensteuerungen üblich ist. Mag nun die Operation in der einen oder anderen Weise ausgeführt werden, die Eigenschaft der Gleichheit des Voreilens für beide Dampfcanäle darf in keiner Stellung der Excentrikstange verloren gehen, wenn auch die Grösse des Voreilens für die verschiedenen Schieberwege ein wenig veränderlich ausfallen sollte. Vor der Hand sei angenommen, dass die etwaige Verlegung des Schieberschwingungsmittels gegen die Canalmitte um die Grösse f des § 13 für die verschiedenen Excentrikstangenlagen keine Aenderung erleide, was bei einigermaassen langen und nicht weit ausgelegten Stangen, also bei kleinem Winkel β des § 14 zutrifft. Unter diesem Vorbehalt hängt die verlangte Eigenschaft der Gleichheit des Voreilens nur davon ab, dass für jede Einstellung der Excentrikstange das Schieberschwingungsmittel seine Lage beibehält. Da nun die einzelnen Mittel H, H_1, H_2 u. s. w. der Schwingungssehnen des Endpunktes der Excentrikstange nach § 14 stets um die Länge l der Excentrikstange vom Wellenmittel C abstehen, so hat man die Coulisse nach einem Radius gleich der Länge l der Excentrikstange zu krümmen, um in den verschiedenen Punkten H das Schieberschwingungsmittel in unveränderter Lage zu erhalten, wenn gleichzeitig der Drehpunkt O seinen Abstand von C nicht ändert, also entweder festliegt oder in einem Kreisbogen um C geführt wird.

Fig. 28.



Mit der Erhebung der Excentrikstange ist aber nach § 14 eine Aenderung des Voreilungswinkels und des Excentrikschubes verbunden, wodurch bei einer kurzen Stange die Grösse f sich merklich ändert. In diesem Falle hat man den betreffenden Coulissenpunkt soweit zur Seite des vorerst anzunehmenden Kreisbogens vom Halbmesser l zu legen, dass dadurch f am Schieber den neuen dieser Stellung eigenthümlichen Werth annimmt oder, mit andern Worten, das Voreilen zu beiden Seiten des Schiebers, der auf seiner Stange wegen der vorherigen richtigen Einstellung nicht verschoben werden darf, gleich gross wird. Für kurze Stangen fällt also der Krümmungshalbmesser der Coulisse etwas verschieden von der Länge der Excentrikstange aus. Zur Bestimmung desselben nimmt man am einfachsten zunächst l als Halbmesser an und prüft durch eine genaue Zeichnung, ob die Eigenschaft der Gleichheit des Voreilens bereits vorhanden ist oder nicht; im letzteren Falle bestimmt man ausser dem zuerst angenommenen Punkte der Coulisse noch zwei Punkte, worunter eventuell der am meisten benutzte, derartig, dass sie Gleichheit des Voreilens gewähren und legt durch diese drei Punkte einen Kreisbogen, nach welchem die Coulisse gekrümmt werden muss.

Obgleich die Anfertigung gekrümmter Coulissen bei geeigneten Vorrichtungen kaum grössere Schwierigkeiten darbietet, als die gerader, ist man doch bestrebt gewesen, die letzteren statt der ersteren einzuführen. In Fig. 29 sei eine gerade Coulisse OH in mittlerer Stellung gezeichnet, und dabei die Excentrikstange EH von der Länge l in ihrer höchsten Lage, die l_1 lange Schieberschubstange TS in der Richtung der Schieberstange, welche wieder durch das Wellenmittel C gehe, gezeichnet. Wollte man die Schieberschubstange allein verstellen, um eine Veränderung des Schieberweges zu bewirken, so hätte das Emporsteigen des Gleitstückes um TU an der feststehenden Coulisse eine Bewegung der Mittellage des Schiebers und seines Kreuzkopfes S um SS_1 nach links zur Folge. Dies darf nicht sein, der Schieber muss wieder in seine alte Lage zurück, in welcher derselbe auf gleiches Voreilen justirt war. Man erreicht den Zweck durch eine Senkung der Excentrikstange, bei welcher die Mittellage H des Endpunkts dieser Stange stets um l vom Wellenmittel C absteht, also in einem Kreise um C geführt wird und folglich U und S_1 nach rechts sich bewegen. Die Grösse des Weges von S_1 hängt natürlich mit davon ab, ob man die Coulisse um einen festen Punkt O dreht oder, wie bei dem vorigen Falle, in einem Kreisbogen um C führt. Für die Coulissensteuerung hat der letztere Fall Interesse; er soll deshalb hier angenommen werden.

Fig. 29.

Die Bewegung der Coulisse OH aus der gezeichneten zu CS normalen Mittellage in eine schiefe Mittellage O_1H_1 wird unter der gemachten Annahme eine einfache Kreisdrehung um C. Will man einen von T um u abstehenden Punkt U der Coulisse zur Wirkung auf die Schieberschubstange TS bringen, so muss die Coulisse um C soweit gedreht werden, bis der Kreisbogen UU_1 vom Halbmesser $CU = l_u$ den Kreisbogen TU_1 in U_1 durchschneidet, den T bei der Erhebung der Schieberschubstange TS um S beschreibt. Coulisse und Schubstange berühren sich nun in dem gewünschten Punkte U, ohne die Lage von S geändert zu haben. Bezeichnet noch

h_u die Projection der Bewegung TU_1 der Schubstange auf die Normale zur Schieberstange und

s_u die entsprechende Projection des Coulissenpunktweges UU_1,

so ist die Projection TI der Bewegung TU_1 auf die Richtung der Schieberstange $\frac{h_u^2}{2l_1}$ und die von UU_1 in der nämlichen Richtung $\frac{u^2}{2l_u} - \frac{h_u^2}{2l_u}$ oder, wenn $u = h_u + s_u$ eingesetzt wird,

$$\frac{u^2}{2l_u} - \frac{h_u^2}{2l_u} = \frac{2h_u \cdot s_u}{2l_u} + \frac{s_u^2}{2l_u}.$$

Beide Projectionen müssen aber von gleicher Grösse sein, woraus

$$\frac{h_u^2}{l_1} = \frac{2h_u \cdot s_u}{l_u} + \frac{s_u^2}{l_u}$$

und nach Division mit s_u^2 die quadratische Gleichung

$$\left(\frac{h_u}{s_u}\right)^2 - 2\frac{l_1}{l_u}\left(\frac{h_u}{s_u}\right) = \frac{l_1}{l_u}$$

folgt, deren Auflösung das Verhältniss

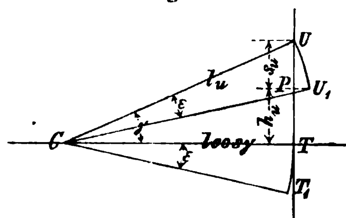
$$\frac{h_u}{s_u} = \frac{l_1}{l_u}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l_u}{l_1}}\right) \quad \ldots\ldots \quad 3)$$

bestimmt, welches zwischen den zusammengehörigen Werthen h_u und s_u bestehen muss, wenn die Lage des Schieberschwingungsmittels für die Entfernung u des Steines von T dieselbe bleiben soll, wie bei der ersten Einstellung mit $u = o$. Der gefundene Werth $\frac{h_u}{s_u}$ ist abhängig von l_u, also für die einzelnen u ein wenig verschieden, indessen fallen die Differenzen bei den in der Praxis üblichen Ausführungen mit $\frac{c}{l} \leqq \frac{1}{8}$ so gering aus, dass man unbedenklich den für $l_u = l$ berechneten Werth für alle l_u beibehalten und

$$\frac{h_u}{s_u} = \frac{l_1}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right) \quad \ldots\ldots \quad 4)$$

setzen kann. Dieser Bedingung lässt sich wegen der entgegengesetzten Richtung von h_u und s_u entsprechen durch die Aufhängung der Coulisse und Schieberschubstange mittelst Hängeschienen an den Zapfen eines doppelarmigen Hebels. In welchem Punkte dabei die Coulisse erfasst wird, ist gleichgültig, denn die Projectionen UP der Wege $UU_1 = l_u \cdot \varepsilon$ (Fig. 30), welche die einzelnen Punkte U bei kleinen Drehungswinkeln ε um C beschreiben, auf die Normale TU zur Schieberstange fallen $l_u \cdot \varepsilon \cdot \cos\gamma = l_u \cdot \cos\gamma \cdot \varepsilon = TC \cdot \varepsilon$, d. i. gleich gross aus. Um die erforderliche Länge des Hebels zu erhalten, hängt man die Schieberschubstange nicht in ihrem Endpunkte, sondern in einem um $SK = l_0$ von S abstehenden Punkte K, Fig. 29, p. 601, auf, dessen Bewegung in zur Schieberstange normaler Richtung

Fig. 30.



$$h_{0_u} = h_u \cdot \frac{l_0}{l_1}$$

beträgt, wodurch sich das Hebelverhältniss

$$\frac{b}{a} = \frac{h_{0_u}}{s_u} = \frac{h_u}{s_u} \cdot \frac{l_0}{l_1} \quad \ldots\ldots \quad 5)$$

oder nach 4)

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right) \quad \ldots\ldots \quad 6)$$

festlegt.

Um einen beliebigen Punkt U mit der Entfernung u von T zum Angriff auf den Schieber zu bringen, muss

$$s_u + h_u = u \quad \ldots\ldots \quad 7)$$

oder

$$s_u\left(1 + \frac{h_u}{s_u}\right) = u$$

gemacht werden, woraus nach 4)

$$s_u = \frac{u}{1+\frac{l_1}{l}\left(1+\sqrt{1+\frac{l}{l_1}}\right)} \quad . . . 8)$$

und hierauf

$$h_u = u - s_u \quad . . . . . 9)$$

folgt. Bei gegebenem $\frac{b}{a}$ kann man kürzer den für $\frac{h_u}{s_u}$ aus 5) ermittelten Werth

$$\frac{h_u}{s_u} = \frac{l_1}{l_0} \cdot \frac{b}{a}$$

einführen; in diesem Falle entsteht

$$s_u = \frac{u}{1+\frac{l_1}{l_0}\cdot\frac{b}{a}} = \frac{u}{n} \quad . . . . 10)$$

und

$$h_u = u - s_u = \frac{n-1}{n} u, \quad . . 11)$$

wenn zur Abkürzung

$$1+\frac{l_1}{l_0}\cdot\frac{b}{a} = n \quad . . . . 12)$$

gesetzt wird.

Die grösste Senkung der Coulisse s und gleichzeitige Erhebung h oder h_0 der Schieberschubstange kann man durch Rechnung aus diesen Gleichungen finden, indem man $u = c$ in denselben setzt oder durch Construction des Durchschnittspunktes U_m der Kreise mit den Halbmessern $CH = l$ und $ST = l_1$.

Aus dem Abstande $a = c - s_u$ der Bahn des obersten Coulissenpunktes ergiebt sich nach 2 § 14 der Winkel β aus $\sin\beta = \frac{c - s_u}{l}$, um den sich der Voreilungswinkel δ verändert und durch welchen sich der Schub auf $\frac{2r}{\cos\beta}$ erhöht; damit ist auch die Bewegung für jeden anderen Punkt des Hebels aufgefunden, indem dieselbe mit der durch ein Excentrik von der Grösse $\frac{c+u}{2c}\,\frac{r}{\cos\beta}$ und dem Voreilungswinkel $\delta \pm \beta$ veranlassten übereinstimmt.

II. Die Coulissensteuerungen.

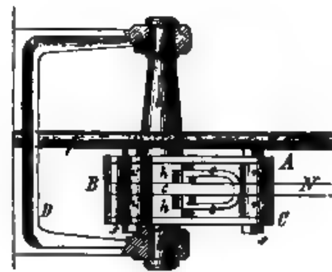
§ 16. Construction der Coulissen und Anschluss der Excentrikstangen an dieselben. — Wie schon im Eingange des § 7 erwähnt wurde, findet man bei den Coulissensteuerungen in der Regel zwei Excentriks, ein Vorwärtsexcentrik, welches hauptsächlich für den Vorwärtsgang der Maschine bestimmt ist, und ein Rückwärtsexcentrik für die entgegengesetzte Bewegung; mitunter treten an Stelle der Excentriks andere Theile, die eine gleiche Bewegung mittheilen. Die Enden der Excentrikstangen sind durch Zapfen mit der in der Richtung der Schieberstange beweglich aufgehangenen Coulisse oder Hängetasche verbunden, wodurch die einzelnen Punkte der Tasche eine zur Schieberbewegung taugliche Schwingung erhalten. Diese Schwingung wird am meisten beeinflusst von dem Excentrik, dessen Zapfen der betreffende Coulissenpunkt am nächsten liegt; in der Mitte zwischen beiden Excentrikzapfen, in dem todten Punkte, giebt jedes Excentrik einen gleichen Antheil zur Bewegung und muss daher die Dampfvertheilung für beide Fahrrichtungen gleich geeignet sein. Zwischen dem todten

und beseitigt somit den entstandenen todten Gang des Steines. Zur Coulissenaufhängung an den conischen Zapfen der angeschraubten Gabel *e* dienen Hängeschienen, deren Augen mit conischem Futter *i* versehen sind und deshalb eine Nachstellung durch Anziehen der Muttern *g* und *h* gestatten.

Die geschlossenen Coulissen (Fig. 4, Taf. XXIX, Fig. 12, Taf. XXXI und Fig. 3, 4, Taf. XXXII) bestehen aus zwei ⊔-förmigen Theilen von etwa 10 mm Stärke mit ungefähr 26 mm vorspringenden Rändern, welche den Stein zwischen sich nehmen und an den Enden durch Einsatzstücke in bestimmtem Abstande vermittelst Schrauben zusammengehalten werden; das obere Einsatzstück dient zugleich als Schmierbehälter. Die Construction ist etwas complicirt, aber sie gestattet die Erfüllung der sämmtlichen Bedingungen in Bezug auf die Aufhängung und die volle Ausnutzung des Excentrikschubes, indem man die äussersten Lagen des Steines zwischen die Excentrikzapfen legt und die Zapfen für die Aufhängung in der Mitte der Coulisse anbringt; auch ist diese Coulisse etwas mehr geschützt vor dem Eindringen des Staubes als die offene. Bei der Zusammensetzung steckt man zunächst die beiden

Fig. 31.

Fig. 32.



Coulissenhälften mit ihren Zapfen in die Augen der Excentrikstangen, schiebt den Stein mit der Schubstange dazwischen und schliesst nun die Coulisse durch die Einsatzstücke mittelst durchgezogener Schrauben. Etwas abweichend ist die Construction der Coulisse bei Heusinger von Waldegg's Steuerung (Fig. 31 und 32). Hier besteht die Coulisse aus drei Platten, von denen die mittlere *c* den Schlitz mit dem Stein erhält, während an die äusseren die erforderlichen Zapfen *b* angeschweisst sind; in dem richtigen Abstande werden die Platten durch zwischengeschobene Hülsen *n* und durchgesteckte Schraubenbolzen *s* erhalten. Die Coulisse ist in festen Lagern drehbar und wird durch eine Excentrikstange *N* bewegt, dem bezeichneten Steuerungssystem entsprechend.

In neuerer Zeit stellt man häufiger die Coulissen aus einem massiven Stabe *A* (Fig. 3—5, Taf. XXXI) von 80—90 mm Stärke in der Schubrichtung und 50—70 mm Breite her, welchen das mit den Zapfen *c* zur Schieberbewegung versehene Gleitstück *B* umfasst; diese Anordnung ist zuerst im »Artizan« angegeben und wird in der Weise der angegebenen Figuren von der Maschinenfabrik Krauss & Co. in München vielfach ausgeführt. Das Gleitstück *B* enthält Beilagen *b* aus Rothguss,

lich ist die letztere Anordnung bei aussenliegenden Steuerungen mit Gegenkurbel gebräuchlich; man steckt alsdann das Excentrikpaar a in der Regel auf einen centrisch zur Achse stehenden Zapfen c (Fig. 5, Taf. XXX) und verhindert die Drehung durch Keile oder Druckschrauben und das Abfallen durch eine vorgesetzte Mutter oder beides durch Einziehen eines excentrisch sitzenden Schraubbolzens s, seltener geschieht die Befestigung durch zwei Schrauben s_1 und s_2 (Fig. 5ª, Taf. XXX). Anstatt der beiden Excentriks an der Gegenkurbel kommen auch Doppelzapfen a und a_1 (Fig. 6, Taf. XXX) vor, welche mit einer daran befindlichen Scheibe in den Gegenkurbelarm geschraubt werden. Bei dieser Construction lässt sich die Achse nach dem Abschrauben der Zapfen zwischen die Spitzen der Räderdrehbank einspannen, das richtige Montiren der Zapfen bietet aber einige Schwierigkeit dar.

Die an ihrer oberen Partie mit einem Schmiergefäss zu versehenden Excentrikringe findet man aus Gusseisen, Bronce, Schmiedeeisen und Gussstahl vor. In der Regel werden die Ringe zur Schonung der Excentriks mit Weissmetall (der bekannten Lagermetallcomposition z. B. aus 6 Theilen Kupfer, 11 Theilen Antimon und 83 Theilen Zinn) etwa 12 mm stark ausgefüttert, bei Anwendung von Schmiedeeisen oder Stahl für Scheibe und Ring ist die Anwendung eines Zwischenmetalls (Bronce oder Weissmetall) unerlässlich zur Verhütung des Anfressens. Das Weissmetall lässt sich direct zwischen Excentrik und Ring eingiessen, nachdem beide Theile gehörig angewärmt worden sind; kleine in den Ring eingesetzte Stifte und bei Schmiedeeisenringen eine gut ausgeführte Verzinnung, der eine sorgfältige Reinigung der Flächen vorhergegangen sein muss, befördern das Festsitzen des nach diesen Operationen ausgeführten Eingusses. Zieht man vor, die Einlage gesondert herzustellen aus Bronce allein oder aus Bronce mit Weissmetall, so erfolgt die Befestigung derselben in dem Excentrikringe durch Schrauben dd_1 (Fig. 6, Taf. XXXI) mit versenkten Köpfen. Das Aufpassen des Ringes auf die Scheibe muss zur Verhütung des Warmlaufens mit der grössten Sorgfalt bis zum gleichmässigen Anliegen geschehen, auch muss das Anziehen der 25 bis 28 mm starken Schrauben zur Vereinigung der Ringhälften vorsichtig ausgeführt werden, um todten Gang oder ein Klemmen zu vermeiden. Ein gut eingeölter Excenterring soll sich infolge des excentrischen Gewichts, wenn sein Schwerpunkt und der Mittelpunkt der Scheibe in einer Horizontalen liegen, langsam auf der Scheibe abwärts drehen. Plättchen von Kupfer- oder Eisenblech in passender Dicke zwischen den Ringflantschen verhüten das Aufpressen des Ringes auf die Scheibe durch scharfes Anziehen der Schrauben und gestatten nach eingetretenem Spielraum die Beseitigung desselben durch einfache Reduction der Stärke der Zwischenlage um den Betrag des Spielraums. Die Verbindung der Gusseisen- und Bronceringe mit den Excentrikstangen, welche stets von bestem Schmiedeeisen oder Stahl hergestellt werden, geschieht in der Regel durch Flantschen mit zwei Schrauben von 25 bis 28 mm Durchmesser (Fig. 3, Taf. XXXII); Schmiedeeisenringe zeigen diese Construction, welche das Einlegen von Passstücken zur Correction der Stangenlänge gestattet, seltener, sie werden in der Regel mit den Stangen zusammengeschweisst (Fig. 1, Taf. XXIX).

Die mathematische Länge der Excentrikstangen (von Mitte Excentrik bis Mitte Anschlussbolzen der Coulisse) richtet sich nach dem disponibeln Platze und der Art der Steuerung; sie sollte zur Erzielung einer regelmässigen Dampfvertheilung nicht unter 25 mal Excentricität betragen (vergl. p. 579), man geht indessen bei den Steuerungen mit in der Coulisse verstellbarer Schieberschubstange (Gooch und Allan) auf die 20fache Excentricität herab wegen des Raumbedarfs für eine genügend lange Schubstange. Die absolute Länge der Excentrikstangen hält sich wegen der

Mittellinie der Coulisse (der relative Weg des Steinmittels in derselben), die Angriffspunkte der Excentrikstangen und der Aufhängeschiene angegeben sind. Zunächst beschreibt man den Bogen AB (Fig. 33), in welchem der Aufhängebolzen O' um den anderen Endpunkt H der Hängeschiene sich drehen muss. Die weitere Construction gestaltet sich am einfachsten, wenn die Aufhängung der Tasche an einem Excentrikstangenbolzen erfolgt; in der Fig. 33 z. B. mit offenen Stangen geschieht es an

Fig. 33

dem des Rückwärtsexcentriks E_r. Man hat alsdann nur nöthig, aus der jeweiligen Position des Excentriks mit der Stangenlänge l_r einen Kreisbogen zu beschreiben, um im Durchschnittspunkte O' desselben mit AB die zugehörige Lage des Aufhängebolzens an der Tasche zu erhalten. Der von diesem gewonnenen Punkte O' der Coulissenstellung aus mit der Coulissensehne $OO' = 2c$ construirte Kreisbogen durchschneidet einen von der anderen Excentricität E_v aus mit der Stangenlänge l_v als Halbmesser beschriebenen Bogen in dem zweiten Excentrikbolzen O der Coulisse; an die Punkte O und O' legt man die Schablone und verzeichnet schliesslich die Coulisse selbst. Etwas mühsamer wird die Operation, wenn die Hängetasche in einem eigenen Zapfen, der in der Regel im todten Punkte oder in seiner Nähe liegt, aufgehangen ist. Man beschreibe dann von E_v und E_r (Fig. 34, p. 610) aus die Kreisbögen K_v und K_r mit der Excentrikstangenlänge l_v und l_r als Halbmesser; auf diesen Bögen K_v und K_r ist die Schablone der Coulisse mit ihren Excentrikbolzen zu führen, bis der Aufhängebolzen T in seine Bahn AB fällt, wodurch sich die zu den Excentrikpositionen gehörige Coulissenlage bestimmt. Um die Verzeichnung der Figuren 33 und 34 übersichtlich ausführen zu können, empfiehlt es sich, den Excentrikkreis, von beiden Excentriks E_v und E_r für den todten Punkt der Kurbel aus, in dieselbe Anzahl gleicher Theile — in der Figur 12 — zu theilen und übereinstimmend zu beziffern, auch die von ihnen aus beschriebenen Kreisbögen u. s. w. mit denselben Ziffern zu belegen, damit die Durchschnittspunkte leicht aufgefunden werden können.

betrachteten Curven wenig von einander abweichen. Dies ist bei den Amerikanern üblich, indem dort die Coulisse in dem meist gebrauchten Punkte A (Fig. 8, Taf. XXX) an einer Stange aufgehangen ist, welche gleiche Länge mit dem Hebelarm des Steines besitzt. Da die Sehne der Steincurve parallel der Schieberstange liegen muss (s. p. 597), so sollte das Bestreben darauf gerichtet sein, auch der Coulissenpunktbahn dieselbe Richtung zu geben; dies erreicht man, wenn der Aufhängepunkt in die Normale zur Sehne durch den Halbirungspunkt der letzteren gelegt wird. Wegen der wechselnden Steinlage nimmt man entweder die vorherrschend gebrauchte zur Bestimmung des Aufhängepunktes an der Coulisse oder bei gleichmässiger Benutzung aller Punkte den Punkt des Coulissenbogens, bei welchem die Summe der Relativbewegungen in den einzelnen Steinlagen am kleinsten ausfällt und ordnet den anderen Bolzen der Hängestange in der Normalen zur Bahn des Coulissenaufhängebolzens durch die Bahnmitte an.

Die Figuren 33 u. 34, p. 609, 610, lassen erkennen, dass die Grösse der Schieberwege oder der Abweichungen aus dem Schwingungsmittel von der Krümmung der Coulisse unabhängig ist, wie sich auch bei der Einschiebung eines Hebels fand. Schiebt man z. B. den Coulissenpunkt S nach s, so kommt unter der bei langen Excentrikstangen und nicht zu kurzen Coulissen, beide im Verhältniss zur Excentricität aufgefasst, zutreffenden Annahme einer schwach gekrümmten und wenig von der Normalen zur Schubrichtung abweichenden Coulisse lediglich eine Verlegung der Gleitstückbahn und des Schiebers um diesen Betrag Ss zu Stande, wie sie in gleicher Weise durch eine Verstellung des Schiebers auf der Stange (s. p. 592) bewirkt wurde. Hat man bei einer äussersten Steinlage diese Einstellung des Schiebers vorgenommen, so darf in anderen Steinstellungen nichts an der Stellung des Schiebers auf der Stange geändert werden; eine etwa in der anderen äussersten Steinlage auftretende Verschiedenheit des Voreilens muss daher beseitigt werden durch eine Längencorrection der dort angreifenden Excentrikstange. Die Aufgabe der Coulissenkrümmung besteht endlich darin, wenn möglich für jede Zwischenlage des Steines die Gleichheit des Voreilens auf beiden Seiten des Schiebers herzustellen. Man begnügt sich in der Praxis damit, die richtige Lage des am meisten benutzten Coulissenpunktes aufzusuchen und durch ihn und die beiden äussersten Punkte einen Kreisbogen zu legen. Da die Bestimmung der Schieberwege unabhängig von der Form der Coulisse ist, so kann sie für gerade, convexe oder concave Coulissen in übereinstimmender Weise vorgenommen werden.

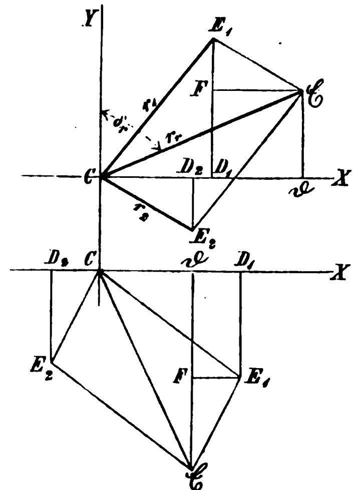
Bei der Aufsuchung des Bewegungsgesetzes der Coulissensteuerungen würde man eine kaum durchführbare, jedenfalls nicht übersichtliche und daher werthlose Rechnung anstellen müssen, wenn man den gezeichneten wirklichen Vorgang genau festlegen wollte. Es genügt für die Kenntniss der Eigenschaften der Coulissensteuerungen und die Ermittelung der Dimensionen neuer Steuerungen vollständig, den Weg der Annäherung zu betreten; man wird auf demselben um so genauere Resultate finden, je mehr man die vereinfachenden Voraussetzungen in der Ausführung zu erfüllen im Stande gewesen ist. Die für diesen Zweck geeigneten Annahmen sind schon im Laufe der bisherigen Untersuchungen gemacht worden und mögen hier nochmals zusammengestellt werden:

1) Die Excentrikstangen sollen so lang im Verhältniss zur Excentricität sein, dass bei der Construction der Schieberwege (s. p. 578) statt der Kreisbögen, welche mit der Excentrikstangenlänge beschrieben wurden, zur Schubrichtung normale Gerade eingeführt werden können.

den Schieber gerade so bewegt, wie es durch ein reducirtes Vorwärtsexcentrik mit der Excentricität $r_1 = \frac{c+u}{2c} \cdot \frac{r}{\cos\beta_1}$ und dem Voreilungswinkel $\delta \pm \beta_1$ geschehen würde, wobei c die halbe Coulissenlänge zwischen den Excentrikbolzen, u die Entfernung des Steines vom todten Punkte, β_1 der durch $\sin\beta_1 = \frac{a}{l}$ bestimmte mittlere Neigungswinkel der Vorwärtsexcentrikstange zur Schubrichtung bezeichnet und das Zeichen + für offene, das Zeichen — für gekreuzte Excentrikstangen zu nehmen ist. In derselben Weise stellt man das Vorwärtsexcentrik zur Ruhe, seinen Coulissenbolzen in die mittlere um l vom Wellenmittel abstehende Lage O und dreht nun die Kurbel wieder um ω aus der Todtlage, wodurch das Rückwärtsexcentrik seinen Bolzen O_1 nach O'_1 bringt und gleichzeitig den Stein zu dem Wege SS'_1 veranlasst. Dieser Weg entspricht einem direct erhaltenen durch ein Rückwärtsexcentrik, dessen Excentricität $r_2 = \frac{c-u}{2c} \cdot \frac{r}{\cos\beta_2}$ und dessen Voreilungswinkel $\delta \pm \beta_2$ beträgt, wenn β_2 die mittlere Neigung der Rückwärtsexcentrikstange, entsprechend $\sin\beta_2 = \frac{2c-a}{l}$, ausdrückt. Die Zusammensetzung beider Wege SS' und $SS'_1 = S'S_r$ giebt den wirklichen Schieberweg $\xi = SS_r$, der hier wegen der übereinstimmenden Richtung gleich der Summe der einzelnen Wege ist.

Anstatt die Einzelbewegungen für jeden Winkel ω zusammenzusetzen, kann man kürzer die beiden reducirten Excentriks r_1 und r_2 zu einem resultirenden Excentrik r_r mit dem Voreilungswinkel δ_r vereinigen, welches durch die Diagonale des Parallelogrammes aus den einzelnen Excentriks festgelegt wird, und vermittelst desselben den Schieber direct anstatt durch den Coulissenmechanismus getrieben denken. Der Beweis für diese Behauptung ist einfach. Es seien in CE_1 und CE_2 (Fig. 36) die einzelnen Excentricitäten r_1 und r_2 für eine beliebige Kurbelstellung, nicht gerade wie in der Figur die der Todtlage, wobei indessen zunächst E_1 im ersten und E_2 im zweiten Quadranten liegen möge. Wenn man E_1D_1 und E_2D_2 normal zur Schubrichtung CX zieht, so erhält man die augenblicklichen einzelnen Schieberwege $\xi_1 = CD_1$ und $\xi_2 = CD_2$; der resultirende Schieberweg ξ_r ist hier $\xi_1 + \xi_2$ wegen der übereinstimmenden Richtung von ξ_1 und ξ_2. Nun hat man aber, wenn aus CE_1 und CE_2 das Parallelogramm $CE_1\mathfrak{E}E_2$ construirt und $\mathfrak{E}F \parallel CX$, sowie $\mathfrak{E}\mathfrak{D} \perp CX$ gezogen wird, wegen der Congruenz der Dreiecke CE_2D_2 und $\mathfrak{E}E_1F$ $\xi_2 = CD_2 = \mathfrak{E}F = \mathfrak{D}D_1$ und daher $\xi_r = \xi_1 + \xi_2 = CD_1 + D_1\mathfrak{D} = C\mathfrak{D}$ oder gleich der Projection von $C\mathfrak{E}$ auf CX d. i. gleich dem Schieberwege, welchen ein Excentrik $C\mathfrak{E} = r_r$ giebt. Sobald E_2 im dritten Quadranten angelangt ist, fallen die Schieberwege $\xi_1 = CD_1$ und $\xi_2 = CD_2$ entgegengesetzt gerichtet aus und man hat deshalb $\xi_r = \xi_1 - \xi_2 = CD_1 - CD_2 = CD_1 - E_1F = CD_1 - D_1\mathfrak{D} = C\mathfrak{D}$, d. i. wieder die Projection von $C\mathfrak{E}$ auf CX u. s. w.

Fig. 36.

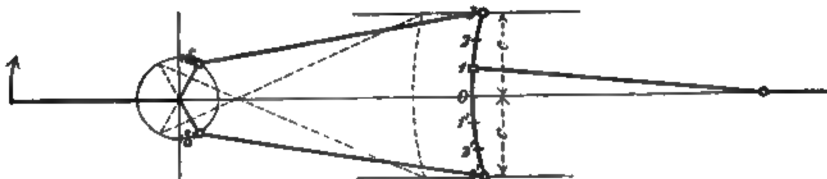


Die **Mittellinie der Coulisse** ist so herzustellen, dass die in einer Steinposition geschaffene Gleichheit des Voreilens für beide Eintrittscanäle auch auf die anderen Steinlagen übertragen wird. Nach dem auf Seite 599 Gesagten muss zu diesem Zwecke **ein Kreisbogen** angewendet werden, **dessen Halbmesser der Länge der Schieberschubstange gleichkommt**, denn es liegt hier nur eine zweimalige Anwendung des dort behandelten Falles vor. Für die Einzelbewegung des Schiebers durch jedes der beiden Excentriks, während das andere mit dem Angriffspunkte seiner Stange an der Coulisse in der Mittellage ruhend gedacht wird, hat man in den Todtlagen der Kurbel gleiche Schieberwege links und rechts vom Canalmittel und folglich fallen auch die aus ihnen zusammengesetzten Schieberwege nebst dem linearen Voreilen von gleicher Grösse aus.

Fig. 37.

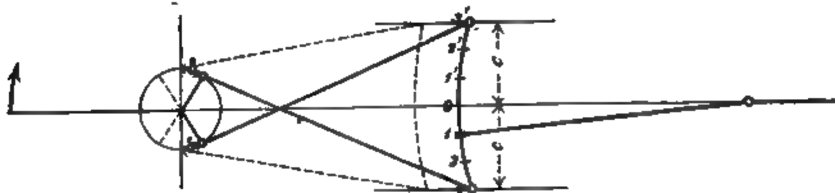
Die **resultirenden Excentriks** für die einzelnen Punkte einer Gooch'schen Coulisse ergeben sich auf folgende Weise. Man zeichne gegen die Normale CY (Fig. 37) zur Schieberstangenrichtung CX (welche in Fig. 3, Tafel XXXII, nicht mit der Todtlage der Kurbel zusammenfällt) die wirklichen Excentricitäten CE_v und CE_r von gleicher Grösse unter gleichem Voreilungswinkel $\delta = E_vCY = E_rCY'$ auf. Sodann construire man nach p. 596 die, den

Fig. 38.



schiefen Angriff der Excentrikstangen auf eine um die halbe Coulissenlänge c von der Schieberstangenrichtung abstehende Bahn ersetzenden Excentriks E_v' und E_r' von der Grösse $\frac{r}{\cos\beta}$ — wobei $\sin\beta = \frac{c}{l}$ — und dem Voreilungswinkel $\delta \pm \beta$, je nachdem

Fig. 39.



die Excentrikstangen **offen** (Fig. 38) oder **gekreuzt** (Fig. 39) (vgl. p. 608) sind und theile diese Excentriks in demselben Verhältnisse, wie die Coulisse durch die zur Untersuchung gegebenen Punkte eingetheilt ist. In der Figur sind 6 gleiche Theile

grammes wurden die in Schaltenbrand's »Locomotiven« p. 119 angeführten Abmessungen der mit gekreuzten Excentrikstangen versehenen Gooch'schen Steuerung der von der sächs. Maschinenbau-Actiengesellschaft (vormals R. Hartmann) in Chemnitz für die Kaiserin Elisabeth-Westbahn erbauten Locomotive »Tauern« zu Grunde gelegt, bei welcher Excentricität $r = 70$ mm, Voreilungswinkel $\delta = 30^{\circ}$, Länge l der Excentrikstangen $= 1550$ mm, Coulissenlänge $2c = 480$ mm, Eintrittsdeckung $e = 22$ mm und Austrittsdeckung $i = 2$ mm ausgeführt sind.

Vor die Linie $A_l A_r$, welche den Kolbenschub darstellt und gleich zweimal Excentricität $2r = 140$ mm genommen ist, wurde $\angle A_l CE = \delta = 30^{\circ}$ angetragen und $\angle ECE_1' = \beta$ nach p. 596 construirt, so dass $\angle A_l CE' = \delta - \beta$ dem effectiven Voreilungswinkel bei gekreuzten Stangen entspricht. Zieht man $EE' \perp CE$ und $E'D$ parallel $A_l A_r$ bis zur Normalen YCY' durch das Wellenmittel C, so ist $E'D$ der geometrische Ort des resultirenden Excentriks für den Vorwärtsgang, welcher hier der Kürze wegen allein betrachtet werden soll. Der anderen Hälfte der Coulisse oder dem Rückwärtsgang entspricht eine Figur, welche der gezeichneten in Bezug auf YY' symmetrisch ist und natürlich eine gleiche Dampfvertheilung angiebt. Die Eintheilung von $E'D$ proportional der Theilung der halben Coulissenlänge durch die zu untersuchenden Steinpositionen würde sofort die resultirenden Excentriks selbst liefern; da es sich hier aber um die Vergleichung mit den Werthen der Tabelle handelt, so wurden die in derselben angegebenen Werthe von r_r d. i. 51,25 mm, 33,5 mm und 29,25 mm aufgesucht und damit die einzelnen Diagramme nach Reuleaux (§ 12) construirt. Zur bequemen Zeichnung der Deckungsparallelen in den Abständen e und i vom Wellenmittel empfiehlt es sich, zwei Kreise mit den Halbmessern e und i zu construiren, an welche die Deckungsparallelen tangential gelegt werden. Die Resultate aus der Zeichnung, von welcher nur die Linien für die äusserste Steinlage und den todten Punkt vollständig ausgezogen wurden, sind in folgender Tabelle mit den Ergebnissen des Versuchsmodelles der Steuerung zusammengestellt.

Tabelle der Dampfvertheilung der Locomotive »Tauern«.

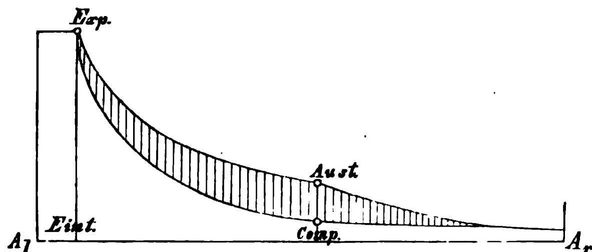
Dampferscheinung.		auf der Kolbenseite	bei einem Schieberhube $2r_r$ = 102,5 mm	67 mm	58,5 mm	(Todt. Punkt) 51 mm
			in Procenten des Kolbenschubes			
Ende der Dampfeinströmung						
	nach Modell	vorn	80,0	50,3	30,2	nicht angegeben
		hinten	77,2	50,0	33,3	
		Mittelwerth	78,6	50,1	31,7	
	nach Diagramm	Mittelwerth	78,5	49,9	32,8	6,9
Anfang der Compression vor dem Hubende						
	nach Modell	vorn	8,4	20,7	29,8	
		hinten	6,4	18,1	29,2	
		Mittelwerth	7,4	19,9	29,5	
	nach Diagramm	Mittelwerth	7,3	20,0	29,1	53,9
Anfang der Dampfausströmung						
	nach Modell	vorn	95,2	85,9	77,6	
		hinten	93,6	83,6	76,2	
		Mittelwerth	94,4	84,7	76,9	
	nach Diagramm	Mittelwerth	94,2	84,8	77,3	53,9
Anfang der Voreinströmung vor dem Hubende						
	nach Modell	vorn	0,16	0,69	1,21	
		hinten	0,16	0,52	0,86	
		Mittelwerth	0,16	0,60	1,03	
	nach Diagramm	Mittelwerth	0,20	0,63	1,20	6,9

Die durch das Modell gefundenen Werthe stimmen in sehr befriedigender Weise mit den aus dem Diagramme entnommenen.

Man übersieht in dem Diagramme die von der Steuerung gewährte Dampfvertheilung mit einem Blicke; von der äussersten Steinlage nach dem todten Punkte der Coulisse hin nehmen mit den Schieberwegen die Füllungen ab, mit der Zunahme der Expansion wachsen indessen auch die Compression, die Vorausströmung und der Gegendampf, anfänglich in geringerem Maasse, dann aber so stark, dass im todten Punkte Inströmung und Gegendampf einerseits und Expansion und Compression andererseits gleiche Kolbenwegstrecken erhalten.

Ueber die aus der Dampfvertheilung im todten Punkte der Coulisse, dessen resultirendes Excentrik $r_r = e + \mathfrak{v}$ den Voreilungswinkel $\delta_r = 90°$ besitzt, entspringende Arbeit findet man mitunter den Ausspruch, dass dieselbe Null sei. Dies ist aber ein Irrthum; wenn auch die Arbeit des treibenden Dampfes während der Einströmung durch die nachfolgende Arbeit des Gegendampfes aufgehoben wird bei der gleichen Weglänge dieser Arbeiten, so fällt doch bei den üblichen hohen Admissionsspannungen die Expansionsarbeit grösser aus als die mit ihr durch eine gleiche Strecke anhaltende Compressionsarbeit, denn die letztere beginnt erst beim Rücklaufe des Kolbens, nachdem der grösste Theil des expandirten Dampfes durch das Ausströmungsrohr entwichen und die Spannung des zurückgebliebenen, nun einzuschliessenden Dampfes erheblich gegen die am Ende der Expansion vorhandene gesunken ist. Die schraffirte Fläche des in Fig. 41 dargestellten Indicatordiagrammes entspricht der gewonnenen Arbeit, welche bei hohen Dampfspannungen zur Erhaltung der Bewegung eines leichten Zuges genügen kann.

Fig. 41.



Bislang war es üblich, die resultirenden Excentriks einer Coulissensteuerung durch Rechnung zu bestimmen. Zur Vergleichung unserer Resultate mit den bekannten Zeuner-schen Formeln mögen die Coordinaten x und y eines resultirenden Excentrikmittelpunktes (oder Endpunktes des Durchmessers eines Zeuner'schen Schieberkreises) aus unserer Construction berechnet werden.

Es ist nach dem Vorstehenden für alle resultirenden Excentriks der Gooch-schen Steuerung bei Annahme von C, Fig. 37, p. 615, als Anfangspunkt der Coordinaten die Abscisse x constant, nämlich $x = C\mathfrak{E}_0 = CE'_v \cdot \sin CE'_v\mathfrak{E}_0 = \frac{r}{\cos\beta}\sin(\delta \pm \beta)$, worin $+$ für offene und $-$ für gekreuzte Stangen gilt. In der durch Auflösung von $\sin(\delta \pm \beta)$ entstehenden Gleichung

$$x = r(\sin\delta \pm \cos\delta \operatorname{tg}\beta)$$

darf aber bei der vorausgesetzten Kleinheit von β $\operatorname{tg}\beta$ mit $\sin\beta = \frac{c}{l}$ vertauscht werden, wodurch sich

$$x = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right) \quad . \; . \; . \; . \; 1)$$

ergiebt. Ebenso ist bei einer Entfernung des Steines um u vom todten Punkte

$y = \mathfrak{E}_1\mathfrak{E}_0 = \frac{\mathfrak{E}_0\mathfrak{E}_1}{\mathfrak{E}_0 E'_v} \cdot \mathfrak{E}_0 E_v' = \frac{u}{c} \cdot CE'_v \cdot \cos CE'_v\mathfrak{E}_0$ oder

$$y = \frac{u}{c} \frac{r}{\cos\beta} \cos(\delta \pm \beta),$$

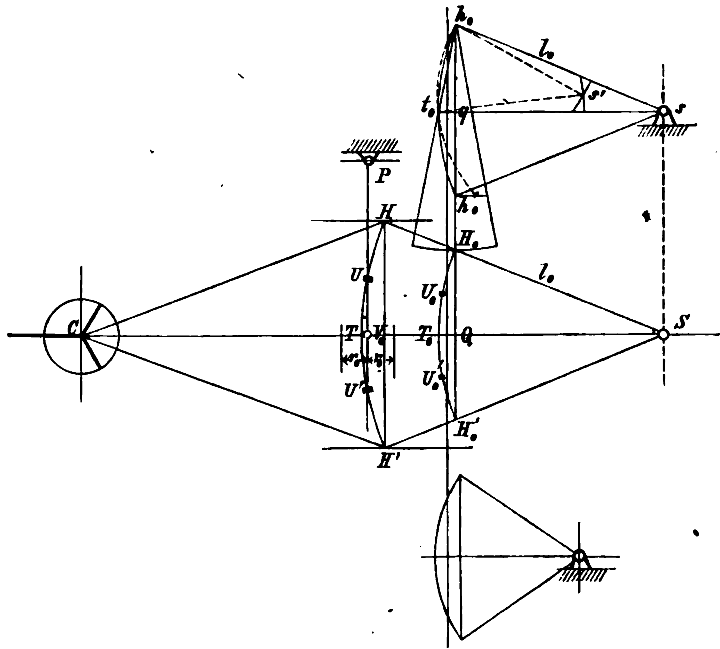
woraus nach Entwickelung von $\cos(\delta \pm \beta)$ und Einführung des Werthes $\operatorname{tg}\beta = \frac{c}{l}$

$$y = \frac{u}{c}\, r\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right) \quad \ldots \quad 2)$$

folgt. Die Gleichungen 1) und 2) sind die von Zeuner berechneten; es stimmen sonach unsere durch Construction ermittelten Resultate mit den Zeuner'schen genau überein.

Die Aufhängung der Coulisse und die Führung der Schieberschubstange sind aus dem Gesichtspunkte anzuordnen, dass die Relativbewegung des Steines in der Coulisse und damit die Abnutzung dieser Theile möglichst klein ausfalle. Man erreicht dies durch möglichste Erfüllung der in der Theorie gemachten Voraussetzungen, indem dann der Stein und sein Coulissenpunkt wenig von der angenommenen geraden Bahn (parallel zur Schieberschubrichtung) abweichen. Eine geeignete Aenderung in der Aufhängung u. s. w. würde allerdings im Stande sein, für eine gegebene Kolbenstellung den Schieberweg etwas zu vergrössern oder zu verkleinern, und könnte man hierdurch Dampferscheinungen für Hin- und Hergang in Uebereinstimmung bringen, z. B. würde bei offenen Excentrikstangen eine Senkung der Coulisse ein grösseres resultirendes Excentrik und demnach einen grösseren Schieberweg geben. Allein dieser Weg ist verwerflich wegen der damit verbundenen starken Relativbewegung des Steines.

Fig. 42.



Man zeichne zunächst die Coulisse in ihrer Mittellage HTH', bei welcher die Angriffspunkte der Excentrikstangen um l vom Wellenmittel C, Fig. 42, abstehen, bestimme darin mit Rücksicht auf das S. 610 Gesagte den Punkt, in welchem die Coulisse getragen werden soll und gebe auch seine beiden äussersten Lagen auf der durch ihn gelegten Schubgeraden an, welche um die dem Punkte zugehörige resultirende Excentricität von der Mittellage entfernt liegen. Ein mit möglichst langer Hängestange beschriebener Kreisbogen ersetzt die gerade Bahn des Tragpunktes hinlänglich genau, wenn die Gerade der Sehne des Bogens parallel ist und seinen Pfeil halbirt. Es möge z. B. bei offenen Excentrikstangen der Punkt U der Coulisse vornehmlich benutzt

in sich auf. An Stelle einer derartigen steifen Verlängerung der Schieberstange kann man auch zwischen Coulisse und Schieberstange eine Schieberschubstange A, Fig. 4, Taf. XXXII, einschalten, welche mit dem Stein versehen ist und diesem möglichst nahe durch eine Schwinge S annäherungsweise gerade geführt wird.

Hinsichtlich der zur Herstellung der Gleichheit des Voreilens auf beiden Schieberseiten dienenden Coulissenkrümmung gelten auch hier, wie bei dem System Gooch, die für den Hebel zwischen Schieber- und Excentrikstange gefundenen Resultate. Wegen der beweglichen Excentrikstangen muss unter den gemachten Voraussetzungen (p. 600) die Coulisse nach einem Kreisbogen gekrümmt sein, dessen Radius der Länge der Excentrikstange gleichkommt und auf der Triebachsenseite liegt. Bei kurzen Excentrikstangen und ungünstiger Aufhängung der Coulisse kann indessen die bereits p. 600 erwähnte Abweichung von dem angegebenen Radius nöthig werden, um die Gleichheit des Voreilens rechts und links vom Schieber zu erhalten.

Die Grösse des Voreilens selbst in den verschiedenen Steinstellungen fällt bei der Stephenson'schen Steuerung infolge der Veränderung der Neigung der Excentrikstangen veränderlich aus. Für $u = c$ kommt nämlich das volle Vorwärts- oder Rückwärtsexcentrik CE_v oder CE_r (Fig. 43) zur Wirkung, wie bei einer einfachen Schiebersteuerung, und geben beide, wenn sie von gleicher Grösse und unter gleichem Voreilungswinkel δ aufgesteckt sind, den Schieberweg CD in der Todtlage der Kurbel, $E_v D E_r$ normal zur Schubrichtung des Schiebers gezogen. Dagegen fällt im todten Punkte der Coulisse für $u = o$ die Bewegung des Schiebers nicht verschieden aus von der bei einer Gooch'schen Coulisse, denn die Figuren in beiden Systemen unterscheiden sich nur durch die unwesentliche Krümmung der Coulisse. Construirt man also an die Excentricität CE_v nach dem im vorigen Paragraphen angezeigten Verfahren den Winkel $E_v C E'_v = \beta$, für offene Stangen den Voreilungswinkel δ vergrössernd oder für gekreuzte Stangen ihn verkleinernd (in Fig. 43 punktirt), errichtet in E_v die Normale $E_v E_v'$ zu CE_v und zieht von E_v' aus die neue Normale $E'_v \mathfrak{E}_o$ zur Schieberschubrichtung CX, so stellt $C\mathfrak{E}_o$ das resultirende Excentrik r_o des todten Coulissenpunktes und zugleich den Schieberweg in der Kurbeltodtlage dar. Das lineare Voreilen nimmt daher von $u = c$ bis $u = o$ bei offenen Excentrikstangen mit dem bezeichneten Schieberwege um $D\mathfrak{E}_o$ zu und bei gekreuzten Stangen um denselben Betrag ab. Diese Veränderung im Voreilen wächst mit dem Winkel β oder dem Verhältniss $\frac{c}{l}$, weshalb kurze Coulissen und lange Excentrikstangen genommen werden müssen, wenn das Voreilen sich wenig verändern soll.

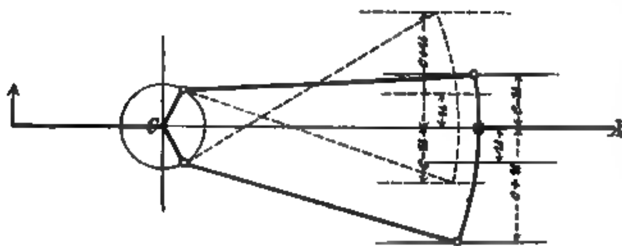
Fig. 43.

Zur Construction der zwischen den bestimmten Excentriks vorhandenen resultirenden Excentricitäten r_r kann man sich derselben allgemeinen Zeichnungsmethode wie bei Gooch bedienen, nur ist hier die Verschiedenheit der Winkel β für die einzelnen Coulissenpunkte zu beachten. Die Excentrikmittelpunkte liegen auf einer Parabel, für welche man annäherungsweise einen Kreisbogen durch E_v, $\mathfrak{E}_o$, E_r

zu zeichnen pflegt, in gleichen zu CX normalen Abständen für gleiche Eintheilung der Coulissenlänge c. Da indessen die genauere Bestimmung dieser Excentriks nicht weniger einfach ist, so möge sie hier begründet werden.

Die Entfernung des wirksamen Coulissenpunktes vom todten Punkte sei u, alsdann liegt sowohl bei offenen Excentrikstangen (Fig. 44, ausgezogen) als bei gekreuzten Stangen (Fig. 44, punktirt) für den hier zunächst ins Auge gefassten Vorwärtsgang der Maschine die Bahn des Vorwärtsexcentrikstangenendes um $c - u$ und die des Rückwärtsexcentrikstangenendes um $c + u$ von der Richtung CX der Schieberstange entfernt, woraus sich nach § 14 die zugehörige Veränderung im Voreilungswinkel δ zu β_1 beim Vorwärtsexcentrik und β_2 beim Rückwärtsexcentrik aus

Fig. 44.



$$\sin\beta_1 = \frac{c-u}{l} \text{ und}$$

$$\sin\beta_2 = \frac{c+u}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Fig. 45.

ergiebt. Um diese Winkel sind die Voreilungswinkel bei offenen Stangen zu vergrössern und bei gekreuzten zu verkleinern. Die Fig. 45 ist nur für offene Stangen gezeichnet, in Verfolg des ausgezogenen Theiles der Fig. 43; p. 621; für gekreuzte Stangen würde der punktirte Theil der Fig. 43 zu vervollständigen sein. Von dem durch die Schiefe der Stange auf $\frac{r}{\cos\beta_1}$ vergrösserten Vorwärtsexcentrik E_u kommt durch den Coulissenhebel nur $\frac{c+u}{2c}\,\frac{r}{\cos\beta_1} = CE_1$ auf den Stein und vom Rückwärtsexcentrik $\frac{r}{\cos\beta_2}$ der entsprechende Theil $CE_2 = \frac{c-u}{2c}\,\frac{r}{\cos\beta_2}$. Durch die Diagonale $C\mathfrak{E}$ des Parallelogrammes aus CE_1 und CE_2 ergiebt sich die resultirende Excentricität für den betreffenden Coulissenpunkt. Die auf die Achsen CX und CY in C bezogenen Coordinaten des Punktes $\mathfrak{E}$ sind leicht zu ermitteln. Man hat nach Ziehung von $\mathfrak{E}D$, E_1G, $E_2H \parallel CY$ und $\mathfrak{E}F \parallel CX$ $x = CD = CG + GD$ und, da $GD = \mathfrak{E}F = CH$ ist, auch $x = CG + CH$ oder

$$x = \frac{c+u}{2c}\,\frac{r}{\cos\beta_1}\sin(\delta \pm \beta_1) + \frac{c-u}{2c}\cdot\frac{r}{\cos\beta_2}\sin(\delta \pm \beta_2),$$

worin die oberen Zeichen für offene Stangen, die unteren für gekreuzte gelten.

Durch Auflösung der Sinus-Ausdrücke folgt

$$x = \frac{c+u}{2c}\,r(\sin\delta \pm \cos\delta\,\operatorname{tg}\beta_1) + \frac{c-u}{2c}\,r(\sin\delta \pm \cos\delta\,\operatorname{tg}\beta_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

worin aber $\operatorname{tg}\beta_1$ mit $\sin\beta_1 = \frac{c-u}{l}$ und $\operatorname{tg}\beta_2$ mit $\sin\beta_2 = \frac{c+u}{l}$ vertauscht werden darf. Nach Einführung dieser Werthe aus 1) und Reduction entsteht

$$x = r\left(\sin\delta \pm \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right) \quad .\;.\;.\;.\; 3)$$

Ebenso ist $y = \mathfrak{E}D = FG = E_1G - E_1F = E_1G - E_2H$ oder

$$y = \frac{c+u}{2c}\,\frac{r}{\cos\beta_1}\cos(\delta\pm\beta_1) - \frac{c-u}{2c}\,\frac{r}{\cos\beta_2}\cos(\delta\pm\beta_2) \quad .\;.\;.\;.\; 4)$$

woraus nach Auflösung der Cosinus-Functionen und Einführung der Werthe aus 1) sich ergiebt

$$y = \frac{u}{c}\,r\cos\delta \quad .\;.\;.\;.\; 5)$$

Die Ordinaten stehen in demselben Verhältniss zu einander wie die zugehörigen Werthe u, denn $r\cos\delta$ ist die zu $u = c$ gehörige Ordinate des wahren Excentriks. Für den Rückwärtsgang finden sich dieselben Coordinaten vom Rückwärtsexcentrik bis $\mathfrak{E}_0$.

Um die Gleichung des geometrischen Ortes des resultirenden Excentriks zu erhalten, hat man u aus 3) und 5) zu eliminiren. Zur Vereinfachung der Rechnung verlegen wir den Anfangspunkt der Coordinaten von C nach $\mathfrak{E}_0$, dem Mittelpunkt des resultirenden Excentriks für den todten Punkt oder dem Durchschnitt der Curve mit der X Achse, dessen Abstand $C\mathfrak{E}_0$ von C sich aus 3) für $u = o$ zu

$$C\mathfrak{E}_0 = r_0 = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

folgt. Alsdann ist die mit ξ bezeichnete neue Abscisse des Punktes $\mathfrak{E}$ $\xi = C\mathfrak{E}_0 - CD$ für offene Stangen, $\xi = CD - C\mathfrak{E}_0$ für gekreuzte Stangen, und in beiden Fällen

$$\xi = \frac{u^2}{cl}\,r\cos\delta,$$

woraus nach Einführung des durch 5) bestimmten Werthes von u

$$y^2 = r\cos\delta \cdot \frac{l}{c}\,\xi \quad .\;.\;.\;.\; 6)$$

d. i. die Scheitel-Gleichung einer gemeinen Parabel folgt.

Da der Scheitel $\mathfrak{E}_0$ der Parabel festliegt und in dem Vorwärtsexcentrik E_v oder Rückwärtsexcentrik E_r ein weiterer Punkt der Curve bereits gefunden ist, so lassen sich die Parabelpunkte, welche den gesuchten resultirenden Excentriks angehören, nach dem bekannten Verfahren der Parabelconstruction sehr leicht bestimmen. Nachdem, wie oben angegeben, das resultirende Excentrik $C\mathfrak{E}_0$ (Fig. 43, p. 621) für den todten Coulissenpunkt gefunden ist, zeichne man die Linien $E_vB \parallel CX$ und $E_vD \parallel CY$, theile dieselben in eben so viel gleiche Theile, wie die Coulisse durch die angenommenen Punkte 0, 1, 2 ... oder allgemeiner gesagt im Verhältniss $\frac{u}{c}$, ziehe die Geraden $\mathfrak{E}_0 1$, $\mathfrak{E}_0 2$ ... und endlich die Parallelen $1\mathfrak{E}_1$, $2\mathfrak{E}_2$, ... zu CX, um in ihren Durchschnittspunkten $\mathfrak{E}_1$, $\mathfrak{E}_2$, ... die resultirenden Excentriks zu erhalten.

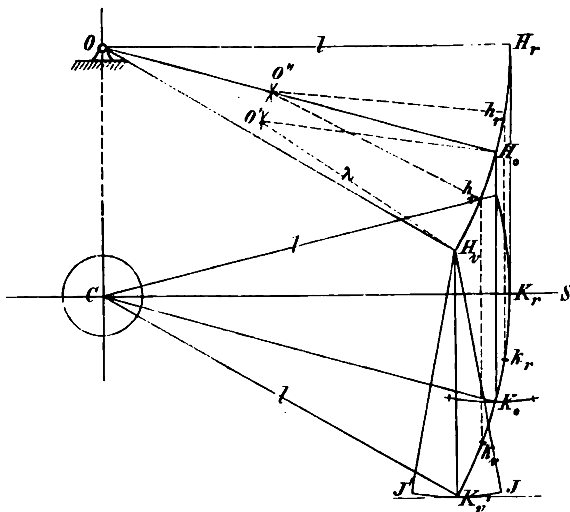
Durch die resultirenden Excentriks erlangt man, wie bei dem Gooch'schen Systeme weiter ausgeführt war, mit Hülfe der Schieberdiagramme ein Bild der von der Steuerung gewährten Dampfvertheilung, z. B. in dem Diagramm der Fig. 3, Tafel XXIX, für die in Fig. 1 und 2 derselben Tafel dargestellte Steuerung, deren

Sollte die angewandte Coulisse eine volle Ausnutzung des Schubes der Excentriks nicht zulassen, so tritt an Stelle des Vorwärtsexcentriks dasjenige resultirende Excentrik, welches dem grössten Werthe u_{max} von u angehört, und statt β ist der entsprechende Winkel, dessen Sinus oder Tangente $\frac{u_{max}}{l}$ beträgt, einzuführen, denn man kann sich die Coulisse bei u_{max} durch das resultirende Excentrik mit der Excentrikstange von der Länge l direct getrieben denken.

Im Falle der Anwendung gekreuzter Stangen muss, wie leicht ersichtlich, die Drehung um β im entgegengesetzten Sinne vorgenommen werden, woraus die Voreilungswinkel $\delta - \beta$ für das Vorwärts- und $\delta + \beta$ für das Rückwärtsexcentrik folgen. Bei der in Fig. 1 und 2 auf Taf. XXIX dargestellten Stephenson'schen Steuerung hätte man $\beta = \text{arc sin} \frac{c}{l} = \text{arc sin} \frac{150}{1185} = 7^\circ 15'$ und daher $\delta - \beta = 20^\circ 45'$ (Vorwärtsexcentrik), $\delta + \beta = 35^\circ 15'$ (Rückwärtsexcentrik) zu machen, um den gewünschten Zweck zu erreichen.

Für den Rückwärtsgang der Maschine liefert das angegebene Mittel indessen ein so stark veränderliches Voreilen, dass man lieber auf die Anwendung desselben verzichten sollte, um so mehr, als die bei einigermaassen langen Excentrikstangen geringe Veränderlichkeit des Voreilens nicht schädlich wirkt; bei offenen Stangen ist die stattfindende Zunahme des Voreilens nach dem todten Punkte hin sogar sehr nützlich, indem dadurch die stärkeren Expansionsgrade brauchbarer werden infolge der Herstellung grösserer Canalöffnungen, welche die Drosselung des durchströmenden Dampfes vermindert.

Fig. 47.



Soll die Aufhängung der Coulisse in dem einen Excentrikbolzen K (Fig. 47) derselben geschehen, so hat man sich daran zu erinnern, dass nach § 14 in allen Lagen der Coulisse die Mitte K der annähernd geraden und zur Schubrichtung parallelen Bahn dieses Bolzens um die Länge l der Excentrikstange vom Wellenmittel absteht. Eine vollständig richtige Aufhängung würde entstehen, wenn der Drehpunkt H der Hänge- oder Stützschiene HK für jede Coulissenlage in der Spitze H eines gleichschenkeligen Dreiecks HII' läge, dessen Schenkel die Hängeschiene und dessen Basis dem mit dem Abstande des Punktes K von der Schubrichtung CS etwas veränderlichen Schube $2 \frac{r}{\cos \beta}$ von K gleich ist. Da aber das wirksame Excentrik $\frac{r}{\cos \beta}$ sich nur wenig ändert, so kann die Höhe des Dreiecks für nicht zu kurze Hängeschienen als constant angesehen werden, und dann erhält man als Bahn für den Aufhängepunkt H der Schiene einen mit $K_v K_0 K_r$ übereinstimmenden Kreisbogen

nutzung des Excentrikschubes, um die Parabel oder eine beliebige Anzahl von Punkten derselben nach dem bei der Stephenson'schen Steuerung p. 623 angegebenen Wege auffinden zu können, da auch hier die Ordinaten y proportional u sind. Nun ist für den äussersten Coulissenpunkt die zum Angriffe desselben auf den Stein erforderliche Senkung s der Coulisse unter die Schieberstangenrichtung bei offenen Excentrikstangen oder die gleichgrosse Erhebung über dieselbe Richtung bei gekreuzten Stangen nach p. 603 leicht zu construiren oder aus Gleichung 8), bez. 10) § 15 mit $u = c$ zu berechnen. Nach der Ermittlung von s zeichne man die Excentricitäten r unter den gleich angenommenen Voreilungswinkeln $\delta = YCE_v$ (in der Fig. 49 ist die Construction nur für den Vorwärtsgang ausgeführt) gegen die Normale CY zur Schieberschubrichtung CX, mache $CF =$ der Länge l der Excentrikstange in beliebigem Maassstabe, beschreibe darüber einen Halbkreis (für offene Stangen ausgezogen, für gekreuzte punktirt angegeben), trage $FG = c$ und $GI = s$ in dem für l angenommenen Maassstabe ein, ziehe darauf CG, CI und errichte in E_v auf CE_v die Normale $E_v E_v'$, so erhält man in dem Durchschnitt $\mathfrak{E}$ derselben mit CI das resultirende Excentrik für $u = c$, während die Normale $E_v' \mathfrak{E}_0$ zu CX das Excentrik $C\mathfrak{E}_0$ für den todten Coulissenpunkt festlegt. Die zwischen $\mathfrak{E}$ und $\mathfrak{E}_0$ liegenden Excentriks finden sich wie bei Stephenson p. 623.

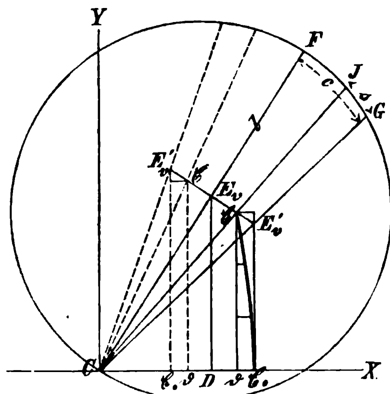


Fig. 49.

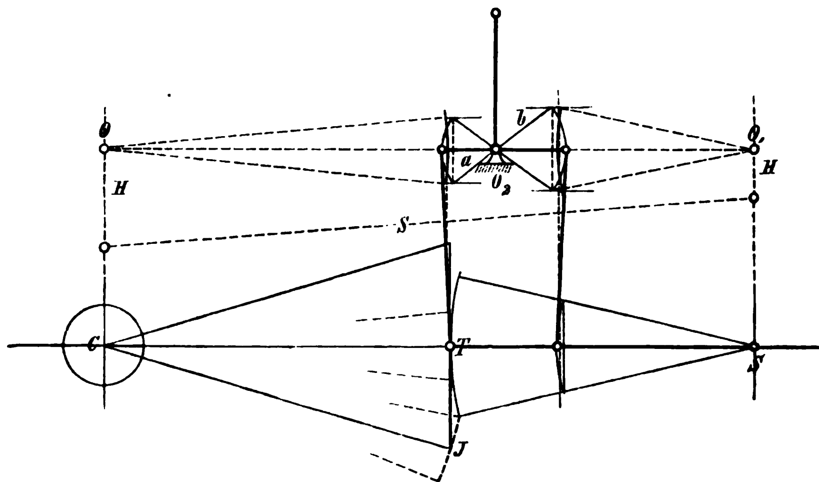
Aus der Fig. 49 ist die Veränderlichkeit der Schieberwege in der Kurbeltodtlage, also auch des Voreilens bei den einzelnen Stellungen des Steines einer Allan-schen Coulisse zu ersehen, und zwar nimmt das Voreilen in Uebereinstimmung mit Stephenson zu bei offenen Excentrikstangen und ab bei gekreuzten Stangen, wenn man den Stein von der äussersten Lage in die todte bringt, infolge der damit verbundenen Bewegung der Excentrikstangen. Die Verschiedenheit im Voreilen fällt aber bei Allan nur gleich $\mathfrak{E}_0\mathfrak{D}$ oder geringer als bei Stephenson aus, wo sie unter gleichen Verhältnissen $\mathfrak{E}_0 D$ betragen würde. Ein Aufstecken der Excentriks unter ungleichen Voreilungswinkeln zur Herstellung eines nahe constanten Voreilens für den Vorwärtsgang hat daher bei Allan noch weniger Berechtigung als bei Stephenson.

Mit Hülfe der construirten resultirenden Excentriks wird die Dampfvertheilung der Allan'schen Steuerung in derselben Weise wie bei den anderen Coulissensteuerungen gefunden; für die auf Fig. 4, Taf. XX, abgebildete Steuerung ergiebt sich dieselbe aus dem Zeuner'schen Diagramme Fig. 5 dieser Tafel.

Hinsichtlich einer richtigen Aufhängung der Coulisse gilt das bei Stephenson und in Betreff der Aufhängung der Schieberschubstange das bei Gooch Erwähnte auch hier. Die Mittel der richtig gelagerten Steuerwellen O und O_1 (Fig. 50, p. 629), welche man durch Hebel H und Schubstange S zu verbinden hätte, würden um $\sqrt{l^2 - c^2} + l_1$ von einander abstehen. An Stelle dieser complicirten Construction begnügt man sich im Interesse der Einfachheit mit einer Steuerwelle O_2 zwischen den Hängeschienen, da bei genügender Länge der letzteren eine kleine zur Hängeschiene seitliche Verschiebung der richtigen Lage des Aufhängepunktes

das Springen des Steines in der Coulisse nur wenig vergrössert. Wegen des Gegensatzes in der Krümmung der richtigen Führungsbögen und der zu ihrem Ersatze verwendeten sollten die Hebel a und b möglichst lang sein, um wenigstens die Bögen flach zu erhalten; indessen, dann fiele die den Stein freitragende Länge $l_1 - l_0$ der Schieberschubstange zu gross aus, und man gestattet lieber einen grösseren Ausschlagwinkel γ der Hebel aus ihrer Mittellage als sonst üblich ist, nämlich beinahe 30°. Wäre ein Punkt der Coulisse vorzugsweise zu benutzen, so bestimme man für denselben die Lage des Aufhängepunktes richtig; im andern Falle empfiehlt es sich die Mittellinien der richtigen und Ersatzaufhängebögen zusammenfallen zu lassen, um die Fehler möglichst klein zu halten.

Fig. 50.



Da die aus der Disposition gegebenen Grössen l, l_1 und c auch die Senkung s der Coulisse nach p. 603 festlegen, so ist zunächst a dem festgesetzten Ausschlagwinkel γ entsprechend anzunehmen. In der Praxis findet man a gewöhnlich zwischen $2{,}1\,s$ und $2{,}3\,s$; wählen wir $a = 2{,}15\,s$ oder $\gamma = 27^\circ\,43'$, so ergiebt sich bei Annahme der zweckmässigsten Aufhängung im todten Punkte der Coulisse, für welche die mittleren Lagen von a und b in eine Gerade parallel zur Schubrichtung fallen, die Entfernung der Mittel der beiden Aufhängebogen $(a+b)\,\frac{1+\cos\gamma}{2} = 2{,}027\,s\left(1+\frac{b}{a}\right)$. Diese Länge beträgt wenig mehr als die Entfernung $l_1 - l_0$ des Steines vom Aufhängebolzen der Schieberschubstange; wir dürfen daher die letztere

$$l_1 - l_0 = 2s\left(1 + \frac{b}{a}\right)$$

setzen. Nun ist nach p. 602

$$\frac{b}{a} = \frac{h_0}{s} = \frac{l_0}{l_1}\cdot\frac{h}{s}$$

und daher folgt

$$l_1 - l_0 = 2s + 2\frac{l_0}{l_1}h,$$

woraus sich

$$l_0 = \frac{l_1 - 2s}{1 + 2\dfrac{h}{l_1}} \quad . \; . \; . \; . \; 4)$$

zur Berechnung der angemessenen Entfernung des Aufhängepunktes der Schieberschubstange von ihrem Kreuzkopfe aus l_1, s und der Erhebung $h = c - s$ des Steines ergiebt. Damit lassen sich $\frac{b}{a}$ nach 5) § 15 und $b = \frac{b}{a} \cdot a$ ermitteln.

Für die auf Tafel XXIX angegebenen Verhältnisse berechnet sich nach 8) und 9) § 15 die Senkung s der Coulisse

$$s = \frac{c}{1 + \frac{l_1}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right)} = \frac{140}{1 + \frac{1720}{1455}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{1455}{1720}}\right)} = 37 \text{ mm}$$

und die zugehörige Erhebung h des Steines am Ende der Schieberstange

$$h = c - s = 140 - 37 = 103 \text{ mm}.$$

Wir würden nun nach 4) dieses §

$$l_0 = \frac{l_1 - 2s}{1 + 2\frac{h}{l_1}} = \frac{1720 - 2 \cdot 37}{1 + 2 \cdot \frac{103}{1720}} = 1470 \text{ mm}$$

wählen, wozu $a = 2,15 \cdot s = 2,15 \cdot 37 = 80$ mm gehört, der oben gemachten Annahme entsprechend. Da sich aus Gleichung 5) § 15

$$\frac{b}{a} = \frac{h}{s} \cdot \frac{l_0}{l_1} = \frac{37}{103} \cdot \frac{1470}{1720} = 2,36$$

berechnet, so ist $b = \frac{b}{a} \cdot a = 2,36 \cdot 80 = 189$ mm zu machen, eine kleine Correction der Werthe a und b durch genaue Aufzeichnung vorbehalten. Wir erhalten also $b + a = 189 + 80 = 269$ mm und $l_1 - l_0 = 1720 - 1470 = 250$ mm, während in der Figur bei der Annahme von $a = 100$ mm und $l_0 = 1390$ mm für die Aufhängung zwar richtig $\frac{b}{a} = \frac{37}{103} \cdot \frac{1390}{1720} = 2,25$ ausgeführt, aber weniger zweckmässig $(b + a = 325 \text{ mm}) < (l_1 - l_0 = 330 \text{ mm})$ genommen ist. Auch ist die bei $a = 100$ mm entstehende freitragende Länge $l_1 - l_0 = 330$ mm reichlich, unser Werth $a = 80$ mm lässt sich recht gut herstellen, wenn nöthigenfalls eine kleine Ausfräsung der Welle an der Stelle des Kopfes der Hängeschiene vorgenommen wird.

Ist die Coulisse an einem Excentrikstangenbolzen von der Hängeschiene zu führen (vergl. Stephenson'sche Coulisse p. 625), so fallen die der mittleren Lage der geführten Coulissen- und Schieberschubstangenpunkte zugehörigen Radien CI und ST nicht in eine Gerade, folglich müssen auch die Hebel b und a, welche in ihrer mittleren Stellung diesen Radien parallel liegen sollen, einen von 180° abweichenden Winkel bilden. Daraus entsteht aber der Nachtheil, dass bei einer seitlichen Drehung der Hängeschiene aus dem richtigen Aufhängebogen in den angenäherten die Aufhängepunkte nicht stets in die Lage kommen, welche den Endpunkten der Hebel a und b entsprechen, oder mit anderen Worten, es leidet die Erhaltung der Gleichheit des rechten und linken Voreilens. Dieser nachtheilige Einfluss lässt sich indessen durch eine auf dem Wege des Probirens zu findende Aenderung des Winkels von a und b für den Vorwärtsgang auf Kosten des Rückwärtsganges vermindern. In gleicher Weise kann man vorgehen, um dem Einflusse kurzer Excentrikstangen auf Veränderung des Werthes $\frac{b}{a}$ (p. 602) oder dem kurzer Hängeschienen für den Vorwärtsgang entgegenzutreten. Bei Tendermaschinen, welche sich in beiden Fahrrichtungen gleich gut bewegen sollen, ist die Aufhängung der Coulisse stets im todten

Punkte vorzunehmen; Excentrikstangen und Hängeschienen sind also hier genügend lang zu halten.

§ 22. Coulissensteuerungen, bei welchen Excentriks durch andere Theile ersetzt sind (Systeme Heusinger von Waldegg, Belpaire-Stevart, Fink u. s. w.). — Bei den bisher betrachteten Coulissensteuerungen wurde die Coulisse an ihren Endpunkten von einem Vorwärts- und einem Rückwärtsexcentrik erfasst, deren Wirkung auf einen Coulissenpunkt sich durch ein resultirendes Excentrik gleich der Diagonale des Parallelogrammes aus den einzelnen, für jenen Punkt durch die Coulissenhebelreduction entstehenden Excentriks ersetzen liess. Dieselbe Bewegung lässt sich aber in sehr verschiedener Weise durch Combination zweier Excentriks herstellen, indem man das gegebene resultirende Excentrik in zwei Componenten nach dem Parallelogramm der Excentricitäten zerlegt. Wünscht man die resultirenden Excentriks für alle Expansionsgrade in einer Normalen zur Schieberschubrichtung liegend, wodurch wie bei Gooch constantes Voreilen bedingt wird, und wählt als Richtungen für die einzelnen Excentriks die Schubrichtung selbst (Voreilungswinkel 90°) und die Normale zu ihr, so ergiebt sich aus der Zerlegung der Excentriks $C\mathfrak{E}_1$, $C\mathfrak{E}_2$, Fig. 37, p. 615, stets dasselbe Excentrik $C\mathfrak{E}_0$ für die Schubrichtung = dem bisherigen Excentrik für den todten Punkt der Coulisse = Deckung + Voreilen, während das zweite Excentrik gleich der Ordinate des resultirenden Excentriks, also veränderlich ausfällt. Ordnet man der Einfachheit der Ausführung wegen die Schieberstange parallel zur Kolbenstange an und schaltet einen doppelarmigen Hebel (p. 598) zwischen dem constanten Excentrik und der Schieberstange ein, so fällt dies Excentrik in die Richtung der Kurbel; es kann also durch Reduction der Bewegung des von der Kurbel getriebenen Kreuzkopfes mittelst des eingeschobenen doppelarmigen Hebels ersetzt werden, wenn man keinen Anstoss an dem kleinen Verhältnisse der Schubstangenlänge zum Kurbelradius nimmt. Das zweite mittelst Schlitzhebel veränderlich herzustellende Excentrik wird (unter der zweckmässigen Annahme des Zusammenfallens der Schubrichtung des vom Excentrik bewegten Hebelzapfens mit der Kolbenstange) normal zur Kurbel zu stellen sein und zwar der Kurbel voraus bei einem für den Vorwärtsgang eingelegten einarmigen Hebel, während die Anwendung eines doppelarmigen Hebels das Excentrik um 180° versetzt oder der Kurbel um 90° nachfolgen lässt. In einem von der gemachten Annahme abweichenden Falle muss die Anbringung des Excentriks normal zur mittleren Lage der Excentrikstange geschehen.

Die Steuerung von Heusinger von Waldegg (in Belgien System Walschaert benannt) realisirt das Ebengesagte; sie ist auf Taf. XXXII in Fig. 1*a* und *b* nach einer Ausführung der Lütticher Locomotivfabrik St. Leonard und in Fig. 51, p. 632, in einfachen Linien mit eingeschriebenen Bezeichnungen dargestellt. Die Bewegung des Kreuzkopfes wird durch eine kleine Schubstange S auf den Hebel NPL übertragen, der für diese Bewegung in P seinen Drehpunkt hat und mit der Schieberstange V in L justirbar verbunden ist. Bezeichnet k die Länge NP und h die Länge LP, so hat das von der Kurbel R her für die Schieberstange wirksame Excentrik r_0 die Grösse

$$r_0 = \frac{h}{k} R = e + \mathfrak{v} \quad . \; . \; . \; . \; 1)$$

Das zweite, zur Kurbel normal stehende Excentrik ist auf Tafel XXXII durch den Zapfen der Gegenkurbel E gebildet und wirkt durch die Schubstange D auf die um F drehbare Coulisse C, welche bereits p. 605 beschrieben wurde. Da die Excentricität r um 90° der Kurbel nachfolgt für den Vorwärtsgang, so muss für diese Drehrichtung

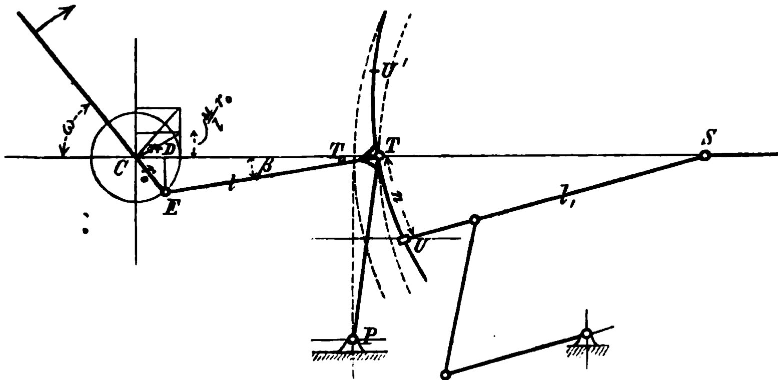
schwächen durch eine angemessene Länge und Lage der Schubstange S. In der zur Kolbenstange normalen Kurbelstellung steht der Kreuzkopf bei seiner Bewegung von der Welle weg um $L\,(1 - \cos\beta)$ gegen die Mittellage, die er bei sehr langer Stange einnehmen würde, zurück; um dieselbe Grösse muss also durch S der Hebelzapfen N vorgeschoben werden, wenn derselbe in seine mittlere Position gelangen soll. Dies geschieht, wenn man S in der Mittellage parallel zur Kolbenstange anordnet und in den äussersten Lagen eine solche Neigung der Schubstange herstellt, dass ihre Projection auf die Kolbenstangenrichtung um $L\,(1 - \cos\beta)$ kürzer als die Länge von S ausfällt. Die durch eine kurze Stange D entstehende Verschiedenheit des Voreilens auf beiden Schieberseiten (p. 592) lässt sich hier vermeiden, wenn man dem von D bewegten Coulissenzapfen ein und dieselbe Position für beide Kurbeltodtlagen giebt, welche also um die Excentrikstangenlänge von den Excentriklagen für die todten Punkte der Kurbel absteht. Eine sich ergebende Ungleichheit des Coulissenausschlages und der Dampfvertheilung für Hin- und Hergang des Kolbens kann durch eine passende Verlegung des Drehpunktes F aus der Normalen zur mittleren Excentrikstangenlage vermindert werden.

Bedenkt man, das die Kurbel auf einer Seite der Triebachse gegen die andere Kurbel normal steht und daher durch Hebelreduction der Kreuzkopfbewegung die Function des die Coulisse F bewegenden Excentriks übernehmen kann, so leuchtet die Möglichkeit ein, eine Steuerung ganz ohne Excentrik herzustellen, indem man die beiden Kreuzkopfbewegungen in der angegebenen Weise verwendet. Dabei wird die Coulisse F der Steuerung eines Cylinders von dem Kreuzkopfe des anderen Cylinders bewegt; die Stangen KP müssen hierbei entgegengesetzt vom Drehpunkte F liegen, weil eine Kurbel als Excentrik der anderen Triebkurbel um 90° vorausgeht, wie in Fig. 51, p. 632, während auf der anderen Seite die Excentrikkurbel der Triebkurbel um 90° nachfolgt, wie auf Taf. XXXII. Eine solche Steuerung ist bereits von Stevart nach Belpaire's Angaben ausgeführt worden und findet sich in Cuyper's Revue Universelle des Mines, Année 1868; auch Carels in Gent hatte auf der Wiener Ausstellung 1873 eine ähnliche Steuerung an einer Locomotive. Die Steuerungen ohne Excentrik haben zunächst den Vortheil geringer Reibungsarbeit durch die Vermeidung der bedeutenden Excentrikreibung, sodann laden sie weniger aus als die aussenliegenden Excentriksteuerungen und geben nur von den Kolbenstellungen beeinflusste Schieberstellungen, das Spiel der Tragfedern und der Spielraum in der Achsbüchse stört die Schieberbewegung viel weniger als bei der Excentrikverwendung. Allein die Construction fällt zu complicirt aus.

Diesen Vorwurf kann man der Steuerung von Fink nicht machen, welche vielmehr an Einfachheit das Aeusserste leistet. Sie besteht aus dem Excentrik $r_0 = e + \mathfrak{v}$ des todten Punktes, welches die an einem Lenker TP geführte Coulisse, Fig. 52, p. 634, in der Schieberschubrichtung hin- und herschiebt und zugleich die Vergrösserung des Schubes der vom todten Punkte T entfernten Coulissenpunkte bewirkt, indem die Excentrikstange ET mit der Coulisse aus einem Stück gebildet ist und also letztere an der auf- und abschwingenden Bewegung der Excentrikstange theilnehmen lässt. Ein Punkt U der Coulisse, welcher um u vom todten Punkte T absteht, ertheilt dem Schieber durch die Schubstange US von beliebiger Länge l_1 sonach zwei Bewegungen; die erste besteht in dem einfachen Vorschub der Coulisse um $CD = r_0 \cos\omega$ aus der Mittellage, wenn ω den Drehwinkel der Kurbel bezeichnet und l gegen r_0 lang genug vorausgesetzt wird, und die zweite infolge der Drehung der Coulisse mit der Excentrikstange um den Winkel β beträgt $u \sin\beta$. Da

$\sin\beta = \frac{r_0 \sin\omega}{l}$, so erhält man für die zweite Bewegung $\frac{u r_0}{l}\sin\omega$, d. i. denselben Werth, welchen nach 1) § 10 ein Excentrik von der Grösse $\frac{u r_0}{l}$ unter dem Voreilungswinkel O^0 aufgesteckt liefert. Die Diagonale des Rechtecks aus r_0 und $\frac{u r_0}{l}$ giebt daher das resultirende Excentrik r_r für U. Da dessen Coordinaten $x = r_0$ und $y = \frac{u r_0}{l}$ sind, so erhält man als geometrischen Ort des resultirenden Excentriks für die verschiedenen Coulissenpunkte U eine Gerade, welche normal zur Schubrichtung steht,

Fig. 52.



und sonach constantes Voreilen, überhaupt dieselbe Dampfvertheilung wie bei Gooch und Heusinger von Waldegg. Für den Rückwärtsgang kommen die Punkte U' zur Wirkung. Der Krümmungshalbmesser der Coulisse muss bei unveränderlicher Höhenlage derselben wie bei Gooch ein Kreisbogen vom Halbmesser l_1 sein; wenn man sich zur Bewegung der Coulisse in entgegengesetzter Richtung der gleichzeitigen Bewegung der Schieberschubstange entschliesst, so lässt sich die Coulisse wie bei Allan gerade ausführen. Hinsichtlich der Führung der Schieberschubstange gilt das bei Gooch Gesagte.

Die Fink'sche Steuerung besitzt eine gute Eigenschaft. Bei Einschiebung eines doppelarmigen Hebels zwischen Schubstange US und Schieberstange muss zur Herstellung der alsdann erforderlichen entgegengesetzten Coulissenbewegung das Excentrik um 180° versetzt werden; es fällt sonach in die Richtung der Kurbel. Macht man nun $l : r_0$ gleich dem Verhältniss der Triebstangenlänge L zum Kurbelhalbmesser R, so gehören nach p. 579 bei Berücksichtigung des Fehlers f zu gleichen Kolbenstellungen des Hin- und Herganges gleiche Wege von T, während die zugehörigen Winkel β im Allgemeinen ein wenig verschieden werden. Hieraus ergiebt sich eine gute Uebereinstimmung der Schieberwege und demnach der Dampfvertheilung für beide Kolbenbewegungen. Leider ist die Steuerung für Locomotiven kaum verwendbar. Wird nämlich der Punkt P am Rahmen angebracht, so entsteht durch das Spiel der Federn eine Aenderung seiner Lage zur Triebachse und dadurch ein unrichtiger Schieberweg. Man müsste P und die Steuerwelle an einem Träger anbringen, welcher auf der Triebachse ruhte und in der Mittellage der Achse des Schieberstangenkreuzkopfs drehbar am Rahmen angebracht wäre; hierdurch würde aber die Einfachheit der Steuerung sehr leiden. Sodann sind die Coulissen bei dem Verhältniss

$\frac{R}{L} = \frac{1}{6}$, wie es die Triebwerke der Locomotiven durchschnittlich zeigen, sehr lang auszuführen, um den nöthigen Schieberweg für stärkere Füllungen zu erhalten, und für diese Länge mangelt bei Innensteuerungen der Platz. Endlich entstehen durch die Aufnahme des Steines ausserhalb der Stützen der Coulisse starke Pressungen, Reibungen und Abnutzungen an der Führung und dem Excentrik.

Wegen des letzten Grundes ist auch die von Hackworth und Klug vorgeschlagene Steuerung mit einem Excentrik nicht zu empfehlen.

§ 23. Vergleichung der gebräuchlichen Coulissensteuerungen. — Wenn eine richtige Construction und gute Ausführung der Steuerungen vorausgesetzt wird, fällt die Dampfvertheilung bei den zu vergleichenden Systemen so wenig verschieden aus, dass keine Steuerung vor der andern einen entschiedenen Vorzug verdient. Ob das Voreilen constant oder etwas veränderlich in den einzelnen Coulissenpunkten ausfällt, ist ziemlich gleichgültig, so lange die Veränderung keinen zu grossen Werth annimmt, was durch genügend lange Excentrikstangen vermieden wird. Man kann mit jeder Steuerung für eine bestimmte Steinstellung eine verlangte Dampfvertheilung erhalten, wie sie bei Anwendung eines Schiebers herzustellen ist. In diesem Coulissenpunkte würde diejenige Steuerung am besten arbeiten, welche die kleinsten Reibungsarbeiten mit sich bringt, und hierbei sind die Reibungen am Excentrik vom grössten Einfluss. Die Steuerung von Heusinger von Waldegg mit einem kleinen Excentrik steht hier voran, namentlich wenn die Ausführung nach Fig. 51, p. 632, angeordnet ist, wo der Stein zwischen Coulissendrehpunkt und Excentrikbolzen liegt. Dann kommt die Steuerung von Stephenson und darauf Allan, jede mit offenen Stangen, weil bei ihnen der geometrische Ort des résultirenden Excentriks, die Parabel, ihre hohle Seite der Welle zukehrt, was unter gleichen Verhältnissen zu kleineren aufzukeilenden Excentriks führt, als die, welche gekreuzte Stangen bedingen, wie Fig. 53 zeigt. Zwischen diesen Steuerungen mit offenen und gekreuzten Stangen liegt das System Gooch. Auch noch von einem anderen Gesichtspunkte aus verdienen die offenen Stangen bei Stephenson und Allan den Vorzug vor den gekreuzten; sie gewähren nämlich für die Steinstellungen in der Nähe des todten Punktes, also bei starken Expansionen, grössere Canalöffnungen als die Steuerungen mit constantem Voreilen, und diese sind noch den Steuerungen von Allan und Stephenson mit gekreuzten Stangen überlegen. In den zuletzt genannten beiden Steuerungen werden die starken Expansionsgrade, welche in der Regel bei grosser Fahrgeschwindigkeit vorkommen, beinahe unbrauchbar, weil der Dampf nur mit sehr erheblicher Drosselung durch die kleinen Canalöffnungen in den Cylinder gelangen kann.

Fig. 53.
Stephenson.

Die Störungen der richtigen Schieberbewegung infolge der durch das Federspiel veranlassten Veränderung der Lage der Triebachse gegen die im Rahmen gelagerte Schieberstange fallen um so grösser aus, je mehr die Excentrikstangen aus der horizontalen Lage abweichen, und sind deshalb geneigte Steuerungen möglichst zu vermeiden. Es rangirt die Güte der Steuerungen in dieser Hinsicht etwa so: am besten ist Heusinger von Waldegg, wenn die mittlere Lage der Excentrikstange horizontal ist, dann Stephenson, Allan, Gooch. Ferner sind hin-

findet sich also Gelegenheit zur Anbringung einer Schieberschubstange, wodurch neben Stephenson auch Gooch und Allan verwendbar werden.

Hier ist noch zu erwähnen, dass bei allen Systemen die Steuerung während der Fahrt in die der entgegengesetzten Fahrrichtung entsprechende Lage gebracht werden kann. Die Kolbenbewegung bleibt vermöge der lebendigen Kraft des Zuges ungeändert, während die zu einer Kolbenstellung gehörige Schieberstellung hinsichtlich der Dampfvertheilung eine entgegengesetzte Kolbenbewegung veranlassen würde. Wie die Fig. 1 auf p. 569 zeigt, wenn man dem Kolbenpfeile die umgekehrte Richtung giebt, verwandelt sich die bisherige Dampfausströmung aus dem Cylinder in ein Ansaugen der Gase aus der Rauchkammer durch den Ausströmungscanal nach dem Cylinder, die Einströmung wird zur Voreinströmung (Gegendampf), auch Expansion und Compression vertauschen sich u. s. w. Die gesammte Dampfarbeit am Kolben tritt als der Zugbewegung widerstehend auf und lässt sich daher mit ihrer Hülfe ein Zug rascher zum Stehen bringen. Dies »Gegendampfgeben« ist aber schädlich und nur im Nothfall anzuwenden, weil die angesaugten Gase in den Kessel gedrückt werden und die von ihnen mitgeführten Brennmaterialtheilchen zwischen die Schieberfläche und in den Cylinder gelangen, wodurch diese kostbaren Stücke eine sehr starke Abnutzung erfahren. Um den Gegendampf ohne Nachtheile als Bremsmittel verwenden zu können, sind verschiedene Einrichtungen ausgedacht worden, worüber Capitel XIV. berichten wird.

§ 24. **Construction neuer Steuerungen.** Zuerst ist der Einströmungscanalquerschnitt zu bestimmen, aus dem sich der Ausströmungscanal nach p. 571 findet. Wenn man verlangt, dass zur Erzeugung der Dampfgeschwindigkeit in den Canälen stets derselbe Theil des Dampfdruckes verwendet werde, so müssen die Canäle der Kolbengeschwindigkeit proportional wachsen. Allein dadurch würde der Effectverlust der Schieberreibung unverhältnissmässig gesteigert; man bemisst die Canäle zweckmässig so, dass die Summe der Effectverluste aus den Dampfspannungsdifferenzen wegen der Dampfgeschwindigkeiten in den Canälen und aus der Schieberreibung ein Minimum wird. Dies erreicht man, wenn der Canalquerschnitt mit der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit wächst. Obgleich nun die Kolbengeschwindigkeit der Schnellzugmaschinen ungefähr den 1,6fachen Werth der bei Güterzugmaschinen hat, brauchen doch die Einströmungscanäle der ersteren nicht $\sqrt{1{,}6} = 1{,}26$ mal so gross genommen zu werden als bei den letzteren, weil die Schnellzugmaschinen mit stärkerer Expansion arbeiten als die Güterzugmaschinen und nur die Kolbengeschwindigkeit während der Admission hier in Betracht kommt. Man wird deshalb einen Unterschied zwischen den einzelnen Maschinengattungen um so weniger zu machen genöthigt sein, als die Anordnung des Trick'schen Canalschiebers für eine stärkere Expansion reichliche Oeffnung bietet. Auch hinsichtlich der Ausströmung des Dampfes durch den Eintrittscanal ist die Verschiedenheit der Kolbengeschwindigkeit von geringem Einfluss, da selbst bei den kleinen Schieberhüben der starken Expansionsgrade sich hier unter den üblichen Verhältnissen ein grösserer Durchflussquerschnitt bildet als derjenige des Blasrohres. In der That ergab die Vergleichung zahlreicher Maschinen den Mittelwerth für das Verhältniss des Einströmungscanalquerschnitts f zum Cylinderquerschnitt F bei Personen- und Schnellzugmaschinen 0,076, während derselbe bei Güterzugmaschinen 0,074 betrug. Man findet $\frac{f}{F}$ in der Praxis zwischen $^1/_{18}$ und $^1/_{12}$ schwankend; die Münchener Eisenbahntechnikerversammlung hielt $^1/_{16}$ bei gewöhnlichen Schiebern und $^1/_{20}$ bei Canalschiebern für ausreichend.

Diagramm der Dampfvertheilung in den verschiedenen Steinstellungen; sollten die Resultate nicht befriedigen, so ändere man die Annahmen entsprechend ab. Schliesslich ordne man nach Ermittelung der wirklichen Excentriks aus dem Diagramme die Aufhängung an und überzeuge sich durch ein Modell oder Aufzeichnung der Bewegung in möglichst grossem Maassstabe von der genügenden Uebereinstimmung des Diagrammes mit der Wirklichkeit. Das Verfahren, die Dampfvertheilung für Hin- und Hergang des Kolbens durch seitliche Verlegung des Aufhängepunktes der Coulissen-Hängeeisen symmetrischer zu gestalten, ist wenig empfehlenswerth, weil es eine Vergrösserung des für die Abnutzung der Coulisse höchst schädlichen Steinspringens bewirkt; man suche vielmehr die Bedingungen auf p. 611 zu erfüllen und wird dann nicht nöthig haben, zu diesem Mittel zu greifen.

Es sei z. B. für eine Schnellzugmaschine mit 420 mm Cylinderdurchmesser wegen der grösseren Canalöffnungen in den stärkeren Expansionsgraden eine Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen anzuordnen. Nehmen wir nach 1) $f = ab = \frac{1}{16}\frac{d^2\pi}{4} = \frac{1}{16} \cdot 138544 = 8659$ qmm und setzen $b = 0,7\,d = 0,7 \cdot 420 = 294$ mm fest, so folgt nach 2) $a = \frac{f}{b} = \frac{8659}{294} = 30$ mm rund. Soll nun die grösste Canalöffnung nach 3) $\mathfrak{a} = 0,85\,a = 0,85 \cdot 30 = 26$ mm und die zugehörige Voreilung nur 2 mm betragen, so ergiebt sich aus Tabelle p. 584 für 75 % Füllung und $\frac{\mathfrak{v}}{\mathfrak{a}} = \frac{2}{26} = 0,077$ die Eintrittsdeckung $e = 0,92 \quad \mathfrak{a} = 0,92 \cdot 26 = 24$ mm und das resultirende Excentrik $r_r = e + \mathfrak{a} = 24 + 26 = 50$ mm. Die vorgenommene Aufzeichnung des Diagrammes Fig. 54 nach § 20 mit u (welches hier die Stelle von c einnimmt) $= 2,5 \cdot r_r = 2,5 \cdot 50 = 125$ mm und einer Excentrikstangenlänge $l = 1400$ mm ergiebt das lineare Voreilen in dem todten Punkte der Coulisse zu 6 mm, also um 4 mm grösser als bei der stärksten Füllung, sowie die Dampfvertheilung.

Fig. 54.

Bei der Anwendung einer Coulisse mit vollständiger Excentrikschubausnutzung würde $r_r = 50$ mm zugleich die wirkliche Grösse des Vorwärts- und Rückwärtsexcentriks sein und der Voreilungswinkel nach der Construction p. 580 oder durch Rechnung aus $\sin\delta = \frac{e + \mathfrak{v}}{r} = \frac{24 + 2}{50} = 0,52$ zu $\delta = 31^\circ 20'$ folgen.

Nehmen wir dagegen eine Coulisse mit reducirtem Schube an, so haben wir c um den aus der Aufzeichnung der Coulisse sich ergebenden Abstand der äussersten Steinlage vom Excentrikstangenbolzen — etwa 75 mm — grösser als u_{max} oder $c = 125 + 75 = 200$ mm; die Ordinate des wirklichen Excentriks E_v ist dann $\frac{c}{u}$ mal grösser als $D\mathfrak{C}$ der höchsten Steinlage. Die Fortsetzung der Parabel bis zu dem

Eine einfache Schraubensteuerung nach Maw's System, auf der Sächs. Staatsbahn angewandt, ist in Fig. 3, Taf. XXXIII, dargestellt. Der Hebel *A*, mit welchem die Schubstange nach der Steuerwelle verbunden ist, erfasst in seinen gabelförmigen Enden die Gleitstücke auf den Zapfen der Schraubenmutter *M*. Wird die in den Lagern *L* des Steuerungsbockes liegende Spindel *B* mit sehr steilem Gewinde durch das auf ihr befestigte Handrad *H* gedreht, so muss *M* längs *B* fortschreiten, da die mit der Expansionsscala versehene Schiene *S* auf dem Bocke und die Ränder der Gleitklötze die Drehung der Mutter verhütet, und der Hebel *A* verstellt sich. Die Feststellung der Schraubenspindel *B* erfolgt durch Einschub des Riegels *r*, welcher an einem Arme des Rades *H* eine schwalbenschwanzförmige Führung hat, in das auf *L* angebrachte Sperrrad *n*. Dieser Riegel wird von einer im hohlen Arme des Rades liegenden Spiralfeder in der gezeichneten Lage, welche der freien Drehung des Rades entspricht, gehalten, indem die Feder einen Bolzen in einen Ausschnitt des Handgriffes *h* zur Bewegung des Riegels presst. Eine mit gehöriger Kraft ausgeführte Aufwärtsbewegung von *h* drückt den Arretirungsbolzen zurück, indem er die Feder comprimirt und schiebt mittelst des Daumens *x* den Riegel *r* zwischen die Zähne des Sperrrades; nach einer Drehung von *h* um etwa 45° kann die Feder den Arretirungsbolzen in einen andern Einschnitt von *h* pressen und gegen das Ausspringen des Riegels aus den Zähnen sichern.

Zur Vermeidung der steilgängigen Schraube, welche schwer in ihrer Lage während der Fahrt zu erhalten ist, hat Wöhler die Schraubenspindel mit linkem und rechtem Gewinde versehen (Fig. 7, Taf. XXX). Auf dem linken Gewinde verschiebt sich die mit Zapfen zur Aufnahme der Verbindungsstange *c* nach der Steuerwelle versehene Mutter *B*, denn sie umfasst eine Führungskante des Steuerbockes, und da das rechte Gewinde durch die festgelagerte Mutter *A* geht, so schraubt sich die ganze Spindel bei ihrer Umdrehung fort und veranlasst bei einer Umdrehung der Spindel eine Fortbewegung der Mutter gleich der Summe der Steigungen beider Schrauben. Die Arretirung der Spindel geschieht durch einen Riegel, welcher nicht an der Rotation der Welle mit deren Sperrrad *g* theilnimmt, sondern in dem kleinen Gestell *Dl* angebracht ist und durch die auf den Daumen *d* drückende Feder *s* in der vorhandenen Lage gehalten wird. Auf der Schiene *l*, welche mit den Lagern *D* und *E* die Spindel umfasst, befindet sich bei der Führung *f* die Scala.

Obgleich durch die Verwendung der doppelten Schraube die Zeit zum Umsteuern sich sehr vermindert, bleibt sie doch grösser als bei der alten Hebelsteuerung, und deshalb hat man eine Combination der Hebel- und Schraubensteuerung ausgeführt, um die Vorzüge beider zu vereinigen. Die genaue Einstellung auf einen Expansionsgrad erfolgt durch die Schraube, während eine erforderliche rasche Umsteuerung nach Auslösung der Schraube mittelst des Handhebels geschehen kann.

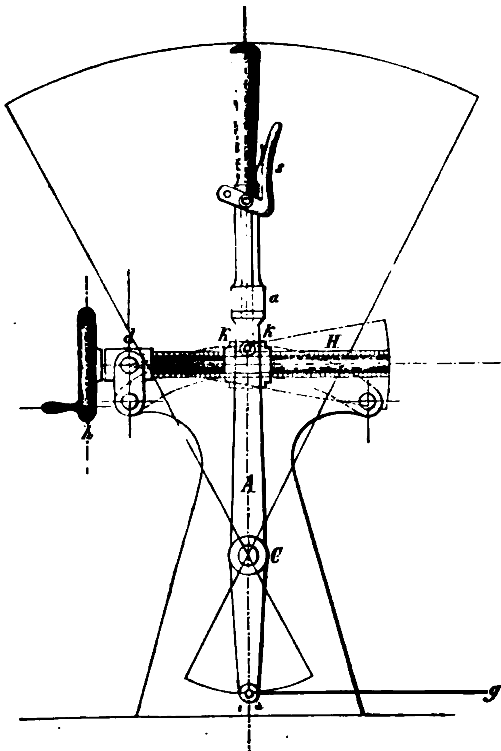
Im Princip am einfachsten wird die Combination des Hebels mit der Schraube bewirkt von Stephenson durch Einführung einer Schraube, deren Spindel *E* (Fig. 1, Taf. XXXIII) nicht cylindrisch, sondern ein Umdrehungskörper ist, entstanden durch Drehung des früheren gezahnten Führungsbogens um die Schraubenachse. Die alten Zahneinschnitte sind ersetzt durch fortlaufende Schraubengänge, welche bei gleicher Steigung und verschiedenem Durchmesser der Schraube einen veränderlichen Steigungswinkel besitzen. Die Drehung des Handrades *G* auf der in festen Lagern liegenden Spindel bewegt den Händel *A* langsam, wenn der Riegel *C* in den Schraubengang eingeschoben ist; nach dem durch Andrücken des Winkelhebels *d* an den

Handgriff *e* erfolgten Ausziehen des Riegels aus *E* steht der schnellen Bewegung des Handhebels nichts im Wege und seine Feststellung an dem neuen Orte kann sofort geschehen. Wegen der schwierigen Herstellung der Schraube hat dieses System wenig Anwendung gefunden.

Fig. 9, Taf. XXX, stellt das System Volkmar dar. Die Verbindungsstange zur Steuerung ist an dem Händel *K* angeschlossen, der mit einem zweiten Hebel *B* auf derselben Drehachse *y* gekuppelt werden kann durch die Einschiebung eines Riegels in den Vorsprung *a* von *B*. Das gabelförmige Ende *U* dieses Hebels *B* trägt die Zapfen einer Schraubenmutter *C*, welche die in dem Führungsbocke bei *b* gelagerte Spindel *F* aufnimmt. Die Zapfen des Halslagers *b* gestatten die wegen des Bogens, welchen *C* mit *B* beschreiben muss, erforderliche Beweglichkeit von *F* um *b*. Eine Drehung der Schraubenspindel *F* durch die auf ihr befestigte Kurbel zwingt *C* zum Fortschritt auf der Spindel, wodurch *B* und bei eingeschobenem Riegel auch *K* bewegt wird. Nach erfolgter Auslösung des Riegels kann man den Hebel *K* unabhängig von *B* bewegen und ihn durch Einschieben des Riegels in die Einschnitte des Führungsbogens für den Rückwärtsgang feststellen.

Einfacher ist das System Belpaire. Die Schraubenspindel *H* (Fig. 55) wird hier wieder durch ein Halslager mit Zapfen bei *d* gelagert; ihre Drehung bewegt die im Hebel *A* anliegende und deshalb an der Mitdrehung verhinderte halbe Mutter *k*, woraus eine Drehung des Hebels *A* um seine Achse *C* und Bewegung der Verbindungsstange *g* mit der Steuerung erfolgt. Die durch die Drehung des Hebels *A* bedingte relative Bewegung der Mutter *k* im Hebel gestattet die Elasticität der das Andrücken der Mutter besorgenden Feder bei *s*. Nachdem ein Druck auf den Winkelhebel *s* die Mutter aus dem Gewinde gehoben hat vermittelst einer in *a* geführten Zugstange, kann der Hebel allein bewegt und an einer anderen Stelle durch Einschiebung der Mutter in das Gewinde befestigt werden.

Fig. 55.



Bei dem System Alexander ist der Drehpunkt *D*, Fig. 4 u. 5, Taf. XXXIII, des Handhebels mit einem Gleitklotz versehen und dieser nimmt den Hebel in einem Schlitze auf. Die Anwendung eines Ellipsenlenkers bei *A* veranlasst den Hebel an der Stelle der in ihn eingelegten Mutter *c*, welche durch eine Feder gegen das Gewinde der Schraubenspindel *S* gedrückt wird, zu einer geradlinigen Bahn; diese Eigenschaft gestattet die feste Lagerung der Spindel *S*. Das Weitere dürfte aus den bisherigen Beschreibungen bekannt oder aus der Zeichnung ersichtlich sein.

Auf der Sächsischen Staatsbahn ist der Mechanismus, Fig. 6, Taf. XXXIII, zur Ausführung gekommen. Die Mutter *c* der festgelagerten Schraubenspindel besteht aus zwei vertical getheilten Hälften, die von einem viereckigen Rahmen zwischen den Gleitschienen *s* umfasst werden; ein Gleitschuh *g* überträgt die Bewegung der Mutter und des Rahmens auf den bei *h* zur Aufnahme von *g* geschlitzten Handhebel und die angeschlossene Verbindungsstange, wenn die Schraubenspindel durch das Handrad *a* gedreht wird. Zur Einstellung der Mutterhälften *e* gegen das Spindelgewinde dienen zwei gebogene um den Bolzen *p* des Händels drehbare Hebel *d*, in welchen bei *F* kleine, auf vorstehende Zapfen von *e* geschraubte Gleitstücke liegen; die oberhalb *F* übereinander gebogenen Enden der Stangen *d* sind mittelst kleiner Schienen *om* und *on* an dem Schubriegel *l* bei *o* angeschlossen und werden durch die Feder des Winkelhebels *K* gegeneinander gezogen. Soll mittelst des Händels rasch umgesteuert werden, so bewirkt das übliche Emporziehen des Riegels *l* eine schräge Lage der bisher horizontalen Schienchen bei *o* und dadurch eine Entfernung der Stangen *d* mit den Mutterhälften voneinander, welche eine Bewegung des Händels mit dem Gleitschuh des Rahmens und der Mutter über das Spindelgewinde hinweg gestattet. Die Einrichtung hält während der Fahrt die Mutter gut am Gewinde, ist aber complicirt.

Literatur.

a. Ueber Steuerungen, Coulissen, Excentriks etc.

Alexander's Reversirhebel für Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 240. Engineering, Sept. 1870, p. 176.

Becker, Ludw., Befestigung der Excenterscheiben an den Locomotiv-Treibachsen der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 74.

Borsig's veränderliche Expansionssteuerung. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1847, p. 37.

Die Borsig'sche Locomotivsteuerung von F. Lehmann. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1858, p. 241.

Büte, Th., Die Steuerungen bei Locomotiven auf der Pariser Ausstellung 1867. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 102.

Büte, Th., Die Steuerungen der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 152.

Steuerungstheile bei Locomotiven von John Cockerill. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 47.

Correns, Jos., Vorrichtung an der Steuerungscoulisse zur Verminderung der Nachhülfe bei Abnutzung der Gleitbacken und Drehzapfen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 60.

Anordnung der Coulissen bei amerikanischen Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 42. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, p. 283.

Veränderliche Expansionsvorrichtung von Delpêche. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 7.

Beschreibung der veränderlichen Expansionssteuerung von Egels. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 3.

Essig und Carmine, pat. combinirte Schrauben- und Hebelsteuerung für Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1880, p. 241.

Ueber die verschiedenen Systeme veränderlicher Expansion, welche bei Locomotiven angewandt werden. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1846, p. 181.

Beschreibung der verschiedenen Systeme veränderlicher Expansion von Cabry, Stephenson, Meyer, Gonzenbach. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1846, p. 211—218.

Variable Expansion von Eyth. Mit Abbild. Civilingenieur 1859, 7. Heft. Scheffler's Organ 1860, p. 119.

Locomotive mit veränderlicher Expansion nach Gonzenbach auf der französischen Nordbahn. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 177.

Veränderliche Expansionseinrichtung von A. Köchlin in Mülhausen. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 5.

Haben die zusammengesetzten Steuerungen mit einem besondern Expansionsschieber, also die Doppelschiebersteuerungen gegenüber den einfachen Steuerungen ökonomische Vortheile ergeben? 1. Supplementband des Organs, p. 141.

Excenterringe von E. Kessler. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 142.

Verbesserungen in der Construction der Excenterringe und Excenterstangen. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 7.

Fliegner, Die Umsteuerungen der Locomotiven in rein graphischer Behandlungsweise. Zürich 1881.

Frank, A., Ueber die Einwirkung der Drosselung des einströmenden Dampfes bei Locomotiven mit Coulissensteuerungen und einfachen Vertheilungsschiebern und Beschreibung einer Vorrichtung zur feinen Einstellung der Coulissen bei Coulissensteuerungen mit Steuerungshändel und Zahnbogen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 93.

Fuhst, H., Untersuchungen über die Meyer'sche variable Expansion als Locomotivsteuerung. Dingler's polyt. Journal, 151. Bd., Heft 2—5 (1859).

Hawthorn's Verbesserungen an den Steuerungscoulissen. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 42.

Hentschel, Theod., Die Schiebersteuerungen bei Dampfmaschinen, besonders bei Locomotiven. In populärer Darstellung für Techniker, Locomotivführer, Gewerbtreibende etc. Mit 5 lithogr. Figurentafeln. Leipzig 1859. 4.

Herrmann, Graphische Theorie der gebräuchlichsten Schiebersteuerungen. Technische Blätter des deutschen polytechnischen Vereins in Böhmen. 1880. p. 68.

Heusinger von Waldegg's Locomotivsteuerung. Organ 1848, p. 44.

Heusinger von Waldegg's Steuerung der neuen Tenderlocomotive in dessen Organ 1851, p. 121.

Heusinger von Waldegg's neue patentirte veränderliche Expansionssteuerung für Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 90.

Ueber Walschaert's resp. Heusinger von Waldegg's Steuerungssystem. Deutsche Erfindung, von einem belgischen Ingenieur sich angeeignet. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 221.

Hock, Ueber die Schieberbewegung bei Dampfmaschinen und insbesondere bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 17. Zeitschr. des österr. Ingenieur-Vereins 1854, Nr. 15 und 16.

Jenny, Ueber die wichtigsten Constructionsverhältnisse und einige neue Anordnungen bei doppelt wirkenden stationären Hochdruckdampfmaschinen und Schiebersteuerungen. Berg- und hüttenmänn. Jahrbuch VIII. Bd.

Johnson und Braithwaite, Feststellungsvorrichtung der Händelstange für Locomotivsteuerungen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 175, nach Engineer v. 26. Febr. 1864, p. 124.

Kernaul's Coulisse mit verstellbaren Gleitbacken. Heusinger von Waldegg, Organ 1875, p. 146.

Koch, Das Eisenbahn-Maschinenwesen. Dreizehntes Capitel: Steuerung der Locomotive. Wiesbaden 1879.

Kordina, Locomotiv-Excenter-Stellapparat. Heusinger von Waldegg, Organ 1879, p. 76.

Korvács, Excenter-Winkel-Messapparat. Heusinger von Waldegg, .Organ 1879, p. 34.

Krauss, Coulissen-Construction mit regulirbarem Gleitblock. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 9.

Krauss, Ueber Locomotivsteuerungen im Allgemeinen und insbesondere die Steuerung von Polonceau. Civilingenieur 1860, p. 110.

Lausmann, Steuerung ohne excentrische Scheiben für Locomotiven und andere Dampfmaschinen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1849, p. 1.

Lehmann, Die Borsig'sche Locomotivsteuerung. Organ für Eisenbahnwesen 1858, p. 241.

Notiz über die Steuerungstheile der Locomotiven aus der Maffei'schen Fabrik in München. Heusinger von Waldegg, Organ 1854, p. 98.

Mannhardt's verbesserter Steuerhebel in Verbindung mit der Steuerschraube. Heusinger von Waldegg, Organ 1877, p. 27.

Maw's, H. W., Steuerungshebel mit Schraube für Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 208, nach Engineering vom 29. März 1867.

Die Steuerung der von J. Meyer in Mülhausen für die österr. Staatsbahn gelieferten Maschinen. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 2.

James Nasmyth's massiver Steuerbogen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 124, nach Civil Engin. und Archit. Journ. Nov. 1862, p. 349.

Östreich, Winkelmesser für Locomotivexcenter. Heusinger von Waldegg, Organ 1877, p. 27.

Philipps, Theorie der variabeln Expansion mittelst Stephenson's Coulisse. Civilingenieur 1854, p. 164. Annales des mines. Tome III, 1854.

Redtenbacher, Gesetze des Locomotivbaues (Mannheim 1855), p. 100. Die Stephenson'sche Taschensteuerung.

Reuleaux, Die Allan'sche Coulissensteuerung. Mit Abbild. Civilingenieur 1857, p. 92. Scheffler's Organ 1857, p. 140.

Samuel, J., Steuerung der neuen Locomotiven mit continuirlicher Expansion. Mit Abbild. Civ. Engin. and Archit. Journ. June 1852, p. 175. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 201.

Scheffler, A., Ueber den Werth der Coulissensteuerungen mit einem überdeckenden Schieber an Locomotiven. Scheffler's Organ 1857, p. 1.

Schmidt, Gust., Die Coulissensteuerungen. Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins, 1866. p. 33.

Schraubensteuerungen auf der Pariser Ausstellung von 1867. Nach Mittheilung des techn. Eisenbahn-Bureau des Königl. preuss. Handelsministeriums. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 98.

Welche Erfahrungen liegen über die sichere und schnelle Handhabung der Steuerung bei Locomotiven mittelst Schrauben im Vergleich zu den Händelsteuerungen vor? Mit Abbild. III. Supplementbd. des Organs p. 150. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 23.

Hat die Schraubensteuerung zu irgend welchen Inconvenienzen geführt? Referat über die Fragebeantwortungen B, 5 zur VI. Eisenbahn-Techniker-Versammlung 1874.

Schraubensteuerung bei neuern Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 82.

Sharp, Brothers & Comp., Construction der Steuerung. Organ für Eisenbahnwesen 1848, p. 48.

Steuerung der Sharp'schen Tendermaschine. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 86.

Steuerung an der neuen Stephenson'schen Patent-Locomotive. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1846, p. 11.

Aeltere Stephenson'sche Steuerungs-Einrichtung. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 43.

Die Steuerungsschraube an den Locomotiven der Niederschlesisch-Märkischen Bahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 98.

Steuerungs- und Regulatorhebel für Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 121.

Suchaneck, Apparat zum Messen und Controliren der Voreilwinkel und Excentricitäten der Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1879, p. 138.

Volkmar, W., Eine neue Expansionssteuerung für Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1860, p. 117. Civilingenieur 1859, p. 179.

Volkmar, W., Ueber Verbesserungen an den Expansionssteuerungen mit einem Schieber. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 136.

Weisbach, Dr., Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. 3. Bd., p. 650.

Wöhlert, Beschreibung der Kurbelzapfen für die Steuerung der Locomotiven. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 134.

Zech, Ueber Stephenson's und Gooch's Coulissensteuerungen. Zeitschr. des österr. Ingenieur-Vereins 1855, 7. Jahrg.

Zeuner, Gust., Die Schiebersteuerungen mit besonderer Berücksichtigung der Locomotivsteuerungen. 4. Auflage. Freiburg 1874.

— — Ueber Coulissensteuerungen. Civilingenieur 1856, p. 202.

— — Ueber die Dampfvertheilung bei den neuern Locomotivsteuerungen. Civilingenieur 1857, p. 10.

— — Ueber Diagrammsteuerung. Civilingenieur 1857, p. 185.

— — Ueber die Locomotivsteuerung mittelst der Stephenson'schen Coulisse. Schweizerische polyt. Zeitschrift 1856. Bd. I.

b. Ueber Schieber und Schieberführungen.

Adam's Versuche über Schieber-Reibung. Zeitschr. des österr. Ingenieur- und Archit.-Vereins 1867, p. 32. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 215.

Adam's und Parson's Dampfschieber. Engineering 1866, p. 360. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 127.

Büte, Th., Ueber die Dimensionen der Dampfschieber. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 101.

Collier und Mastermann's Entlastungsschieber. Mit Abbild. Scientific American 1871, p. 143. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 42.

Correns, Jos., Vereinfachte Schieberführung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 10.

Composition für Dampfschieber. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 161.

Composition zu Schiebern von den Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 52.

Welche Erfahrungen sind hinsichtlich der Querschnitte der Dampf-Ein- und Ausströmungscanäle in den Schieberkastenflächen gemacht und welches Material ist für die Abnutzung der Schieber das vortheilhafteste? III. Supplementbd. d. Organs p. 167 u. Organ 1869, p. 24.

Tabelle der Dampf-Ein- und Ausströmungscanäle in den Schieberkastenflächen von Locomotiven deutscher Vereinsbahnen. III. Supplementband p. 168.

Doppelschieber bei Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 234.

Entlasteter Vertheilungsschieber für Locomotiven. Von W. Church. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 240. Genie industr. Juillet 1870, p. 29.

Ueber entlastete Dampfschieber, insbesondere bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 29. Nach Dingler's polyt. Journal, 181. Bd., p. 179 und Pract. Mech. Journ. April 1866.

Beseitigung der besondern Expansionsschieber bei den neuern Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 82.

Neuer Dampfvertheilungsschieber mit Druckentlastung und directem Ausströmen von Hub. Desgrange. Mit Abbild. Armengaud, Publication industr. Bd. VIII, p. 18. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 10.

Welche Erfahrungen liegen über den Nutzen der Entlastungsschieber vor? I. Supplementbd. des Organs p. 140.

Gleichgewichtsschieber für Dampfmaschinen von Duncan, Christie und John Cullen. Mit Abbild. London Journal 1855, p. 208. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 133.

Hawthorn's, R. u. W., Verbesserungen an Schiebern und Expansionscoulissen. Mit Abbild. Pract. Mech. Journal 1851, p. 145. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 42.

Welche weitere Erfahrungen sind mit den sogenannten Canalschiebern gemacht, die dem Dampfe einen schnelleren und vermehrten Eintritt in den Cylinder geben? Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 114 und 196.

Koch, Bestimmung der Weite der Dampfcanäle in den Schieberkastenflächen von Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1877, p. 27.

Lüde, Schieber mit selbstthätiger durch Dampfdruck bewirkter Einölung der ganzen Schiebergleitfläche. Heusinger von Waldegg, Organ 1880, p. 103.

Welches Material wird für die Dampfvertheilungsschieber am geeignetsten gehalten und wie hat sich das partielle Ausfüttern der Rothgussschieber auf den Gleitflächen bewährt? Referat über die Frage-Beantwortungen B, 6 zur VI. Eisenbahn-Techniker-Versammlung 1874.

Prüssmann, Ueber Dampfschieber mit Druckentlastung. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 82.

Redtenbacher, Constructionsverhältnisse der Schieber von Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 15.

Reimherr, Ueber Schieber und Schieberführungen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen, 1868, p. 65.

Schauwecker's, Friedr., verbesserte Schieberführung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 220. Bayer. Kunst- und Gewerbebl. 1866, p. 76.

Verbesserte Schieberführung bei Locomotiven der franz. Westbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 220.

Ueber Dichtigkeit von Schieberventilen. Engineer., 16. Dec. 1864. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 74.

Schieber der Locomotive »Wien-Raab«. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 69.

Schieberconstruction der Hackworth'schen Locomotive »Sanspareil« für Eilzüge. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 136.

Tilp, Dampfschieber aus Phosphorbronce. Heusinger von Waldegg, Organ 1878, p. 10 u. 94.

Tresca, Ueber die Entlastungsschieber von Jobin. Scheffler's Organ 1859, p. 245.

Turner's entlasteter Schieber. Heusinger von Waldegg, Organ 1875, p. 136.

Welkner, Schieber von englischen Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 226.

X. Capitel.

Ueber Locomotivrahmen, Kesselträger, Zug- und Kupplungsapparate und Bahnräumer.

Bearbeitet von

Heinr. Kirchweger,
Maschinendirector a. D. in Hannover,

und

R. Koch,
Ingenieur in Halle.

(Hierzu Tafel XXXIV bis XXXVII.)

A. Vorbemerkung. — Das Gestell oder der Wagen, als Träger des Dampferzeugers, besteht aus folgenden Haupttheilen:

a) der Rahmen,
b) die Kesselträger,
c) die Räder und Achsen.

Ersterer steht mit dem Kessel in fester Verbindung, jedoch so, dass die Dilatation desselben frei erfolgen kann, innerhalb der hier in Betracht kommenden Grenzen. Die Kesselträger bilden Querverbindungen des Rahmens.

§ 1. Hauptrahmen und partielle Rahmen. — Wir unterscheiden Hauptrahmen und partielle oder Secundärrahmen. Letztere stehen nicht mit dem Kessel in directer Verbindung und dienen zur Aufnahme besonderer Radgruppen, welche von dem Hauptrahmen unabhängig functioniren. Die Mehrzahl der Locomotiven besitzt nur den Hauptrahmen, welcher sämmtliche Achsen aufnimmt; einige besitzen den Hauptrahmen und secundäre Rahmen, behufs Aufnahme separater Laufwerke; andere Locomotivsysteme, namentlich die Doppelschemellocomotiven, haben nur partielle Rahmen in Form symmetrischer Motorgestelle, welche direct den Kessel vermöge halbkugelförmiger Calotten tragen (System Meyer), während die ebenfalls in die Kategorie der Motorgestellmaschinen gehörige Fairlie-Locomotive gleichzeitig auch den Hauptrahmen besitzt, der als solcher den Kessel trägt und die unabhängigen Motorgestelle in sich umfasst. Eigenthümlich ist die Construction der amerikanischen Locomotivrahmen, auf die wir später zurückkommen. Die mobilen Gestelle (Drehschemel) bilden den Gegenstand eines besonderen Capitels.

§ 2. Anordnung der Hauptrahmen. — In Bezug auf die Anordnung der Hauptrahmen unterscheidet man bekanntlich äussere und innere Rahmen (Hauptträger), insofern dieselben nämlich vor oder hinter der Radebene liegen. Locomotiven mit äusseren Langträgern gestatten eine tiefe Lage der Kesselachse, mithin des Schwerpunktes der Locomotive und eine vortheilhafte Anbringung der Tragfedern, während die inneren Rahmen eine solidere Verbindung mit dem Kessel und geringere Breitenausladung bedingen. Uebrigens haben diese Constructionstypen, die sich beide als angemessen bewährt haben, ihren Grund zum Theil in der Detailanordnung der Bewegungsmechanismen, andrerseits in individuellen Anschauungen des Constructeurs, weshalb über die absolute Zweckmässigkeit der einen oder anderen Rahmenconstruction motivirte Bedenken sich erheben lassen, und ist daher die Frage wegen der zweckmässigsten Lage der Langträger, ob innerhalb oder ausserhalb der Räder, überhaupt auch deshalb nicht erledigt, weil man in dieser oder jener Anordnung eine grössere Gefahr für den Lauf der Maschine im Fall eines Achsenbruchs erblicken kann. Nach den auf den hannover'schen Bahnen gemachten langjährigen Beobachtungen und Erfahrungen ist und bleibt es durchaus unentschieden, in welche gefahrdrohende Situation eine Maschine gelangt, falls bei derselben ein Achsenbruch sich ereignet. Man hat dergleichen Fälle erlebt, bei denen nach theoretischer Betrachtung der Verlauf ein höchst unglücklicher hätte werden müssen, und in Wirklichkeit zeigte sich derselbe doch als unbedeutend. Solche Vorkommnisse, die bei der heutigen Vervollkommnung der Achsenconstruction zu den Seltenheiten gehören, und denen ausserdem durch Anwendung von Achsen in hinreichender Stärke und durch die Wahl des besten Materials mit Erfolg entgegengewirkt werden kann, dürften daher wohl kaum noch bei der Rahmenconstruction als leitender Standpunkt bei der Frage: ob äussere oder innere Rahmen? in Betracht kommen; vielmehr sollte es sich darum handeln, behufs Erzielung grösster Solidität und Einfachheit, das Gestell mit dem Kessel in engste Verbindung zu bringen (mithin Vermeidung der Flügel- oder Absteifungsbleche), was indessen offenbar nur durch innere Anordnung der Rahmen erzielt wird, wenn wir die Sache vom rein theoretischen Standpunkte beurtheilen.

Leitend in der Entscheidung unserer Frage sind fernerweit die Rücksichten der Breitenausladung der Maschine. Bei Aussenrahmen und Aussencylindern kommen selbstredend die Cylindermittel im weitesten Horizontalabstande auseinander zu liegen, und ist dieser Umstand besonders für Rangirmaschinen, die vorwiegend in Bahnhöfen circuliren, als ein Uebelstand in Betracht zu ziehen. Hinzu tritt ausserdem bei in Rede stehender Anordnung die beträchtliche Länge der sämmtlichen Dampfcanäle und die hierdurch bedingte Vermehrung der schädlichen Räume, die durch die Wirkung der störenden Kräfte vermehrte schlingernde Bewegung infolge des weiten Auseinanderliegens der Cylindermittel, die Schwierigkeiten der soliden Befestigung der Cylinder und die grössere Complicirtheit des ganzen Rahmenbaues.

Den Aussenseitmaschinen mit Aussenrahmen und Separatkurbeln (System Hall) wird endlich der Vorwurf gemacht, dass, um die Totalbreite in angemessener Weise zu beschränken, die Auflage der Achsenbüchsen nicht unmittelbar auf dem vorstehenden Achsenschafte, sondern auf der Kurbelnabe stattfinde, wodurch bei dem ungleich grösseren Durchmesser eine namhafte Reibungsarbeit und somit entsprechender Kraftverlust entstehen müsse. Wir können uns dieser Ansicht indessen nicht anschliessen, indem die Reibung bekanntlich wohl eine Function der Last, der Geschwindigkeit und der Beschaffenheit der Berührungsflächen, nicht aber eine Function der Grösse der Berührungsflächen ist. Bei dem in England vorherrschenden System der

Locomotiven mit inneren Cylindern sind die Rahmen fast durchgängig innerhalb, d. h. hinter den Radebenen, gelagert, wodurch die Breitenausladung der englischen Locomotiven eine sehr mässige wird. Indessen finden sich bei Innenseitpersonenmaschinen nicht selten die Kurbelachsen vierfach gelagert, nämlich in einem durchgehenden Rahmen gewöhnlicher Construction, ausserhalb der Radebenen, und gleichzeitig in einem nicht durchgehenden inneren Secundärrahmen, welcher zur Lagerung des dicht hinter der Radnabe befindlichen Wellenhalses dient. Die Sechskuppler der Belgischen Staatsbahn, gleichfalls Inseitmaschinen, erweisen eine dreifache Lagerung der Kurbelachse, die gewöhnliche im (aussenliegenden) durchgehenden Hauptrahmen, und eine im mittleren Wellentheile zwischen den Kurbeln befindliche Lagerung, angeordnet in einem von der Feuerbüchse zur Rauchkammer durchgehenden dilatationsfähigen Langträger. Wir kommen auf diese und ähnliche Constructionen im Laufe unserer Abhandlung noch näher zurück. Rahmen-Anordnungen mit doppelten Hauptträgern, welche Cylinder und Räder zwischen sich einschliessen, sind endlich gleichfalls mehrfach Gegenstand der praktischen Ausführung geworden und insbesondere seitens der Firma Schneider & Co. zu Creuzot in Frankreich für russische Locomotiven zur Anwendung gekommen; auch waren dieselben bekanntlich bei der Crampton-Maschine allgemein in Anwendung. (Vergl. Fig. 6 u. 7 auf Taf. XXII). Offenbar gehört die Construction mit Doppelrahmen, wofern sie mit der erforderlichen Präcision ausgeführt und montirt ist, zu den solidesten aller überhaupt möglichen; doch dürften das beträchtlich vermehrte Gewicht und die beträchtliche Ausladung in die Breite diejenigen Bedenken sein, welche der häufigeren Anwendung und weiteren Verbreitung dieser im Princip nachahmungswerthen Construction hindernd im Wege stehen. Uebrigens hat man gelegentlich bei Personenzugmaschinen einen zweiten Rahmen ausserhalb angebracht, welcher die Bestimmung hat, die Achsbüchsen der vorderen, eventuell auch der hinteren Laufachse aufzunehmen; anderentheils einen Laufpfad längs der Maschine bequem anbringen zu können.

§ 3. Rahmen-Construction. — In Bezug auf die Construction des Rahmenbaues an sich, welcher bekanntlich aus den zwei parallelen Langträgern und den erforderlichen Querverbindungen combinirt wird, lassen sich keine Unterschiede typisch gruppiren, vielmehr richtet sich die Anordnung der Querträger, welche den Langkessel zu tragen bestimmt sind und die zugleich noch anderen Zwecken dienen, ausschliesslich nach dem speciellen Bedürfnisse, so dass es nicht wohl angänglich ist, allgemeine Principien für diesen Gegenstand aufzustellen. Wir finden daher bei jeder Type eine besondere Constructionsweise in Bezug auf die Form und Vertheilung der Kesselträger. An den Extremitäten sind die Rahmen vorne durch die Bufferbohle, hinten durch ein kastenartiges Querstück verbunden, welches zugleich die Kupplungsvorrichtung trägt.

Bei den ältesten Locomotiven, welche in England in den dreissiger Jahren erbaut wurden (für Deutschland zuerst auf die Leipzig-Dresdener Bahn geliefert), welche das Dienstgewicht von 12 Tonnen kaum erreichten, waren in der Regel Innen- und Aussenrahmen gleichzeitig angewendet. Die Langträger bestanden aus gewalzten Blechstreifen von 8—10 mm Dicke bei 130—160 mm Breite resp. Höhe (da wir den Langträger der Locomotive als einfachen Hochkantträger betrachten müssen) und zwar ein jeder, wie schon angedeutet, aus zweien solcher Streifen, die durch eine Zwischenlage von zähem Eichenholz, behufs Erzielung grösserer Dicke und Steifigkeit 0,070 m bis 0,080 m auseinandergehalten, verschraubt und vernietet waren. An diese parallelen Tragbalken wurden sodann die Achsenhalter, aus starken Blechplatten

ist, indem im vorliegenden Falle der Kesselträger gleichzeitig als Träger der Geradführungen der mit innerem Bewegungsmechanismus versehenen Locomotive dient.

Die Vervollkommnung des Walzverfahrens führte jedoch in neuester Zeit auch zur Beseitigung der Absteifungsstangen *dd*, welche, als die letzten Reste der älteren Rahmenconstructionen, heute nur noch an Maschinen auftreten, welche, einer vergangenen Epoche des Locomotivbaues angehörend, bis zur vollständigen Ausnutzung noch in Function sind. Fig. 7 auf Taf. XXXIV zeigt den Locomotivrahmen in seiner gegenwärtigen Form, bestehend aus dem einfachen, hochkantig tragenden Bleche *A*, dessen Ajustirdicke beiläufig bemerkt zwischen 28 und 32 mm liegt und in welche die sämmtlichen erforderlichen Aus- und Einschnitte (*abcdefg*) im Ganzen der Masse hergestellt sind. Die Absteifungsstangen *dd* kommen demnach in Wegfall und werden durch die mit der ganzen Masse zusammenhängenden Materialstreifen *nn* in zweckmässigster Weise ersetzt. Die gleichfalls aus dem Ganzen gestossenen Ausschnitte *b*, *d* und *f* bezwecken eine angemessene Gewichtsreduction des Rahmenbleches, während Ausschnitt *g*, gleichfalls im Ganzen der Masse hergestellt und unten durch das Material derselben geschlossen (*n*) zum Hindurchgreifen des Schieberkastens bestimmt ist. Unten freie Ausschnitte, d. h. ganz durchgestossene, kommen vielfach vor, sind jedoch aus constructiven Rücksichten nicht zu empfehlen, indem bei gleichzeitig fehlender Rahmenleiste des Cylinders (wie dies sehr häufig vorkommt) alsdann nur die Bolzen die ganze Cylinderlast tragen, mithin auf Abscheerung beansprucht werden, während diese Beanspruchung bekanntlich, vermöge der Mutter, ausschliesslich nur auf Zug geschehen soll. Das Losrütteln der Cylinder, zumal wenn dergleichen grobe Constructionsverstösse die schweren Sechs- oder gar Achtkuppler betreffen, die auf schlecht consolidirtem Oberbau verkehren, ist die unvermeidliche, von uns in der Praxis vielfach constatirte Folge und zwar nicht bei altersschwachen, sondern bei ganz neuen Locomotiven.

Die Achshalter, auch Achsgabeln genannt, sind bei den vorstehend angedeuteten Constructionen, mit Ausnahme der amerikanischen, mit Führungsstücken, sogenannten Gleitbacken versehen, welche den Achsbüchsen für die auf- und niedergehende, vibrirende Bewegung eine grössere, daher gesichertere Führungsfläche entgegensetzen. Diese Führungsstücke, ursprünglich und auch vielfach heute noch von Gusseisen zwischen jene Blechachshalter festgenietet, wurden später von Schmiedeeisen und in neuester Zeit von Stahl hergestellt, indem letzteres Material die geringste Abnutzung erleidet, die andernfalls bei unterlassener sorgfältiger Schmierung schnell Spielraum in der Führung der Achsenbüchsen und damit zerstörende Stösse beim kräftigen Gange der Maschine veranlasst, welche behufs Beseitigung dieser Nachtheile zur Anbringung der Keilstellungsvorrichtung in den Treib- und Kuppelachsenlagern der Locomotive geführt haben, wodurch es allein möglich wird, die Verticalführung der Achsenbüchsen im beschränktesten Höhenraume jederzeit zu reguliren.

Die Langträger ragen in ihren Längendimensionen um 0,150 m bis 0,250 m dem Kesselvorderende voraus; während nach hinten ein Ueberstand von 0,750 m bis 1,000 m genommen wird, behufs Anbringung des Führerstandes, sowie der Kupplungsvorrichtung zwischen Tender und Maschine. Die äussersten Enden der Langträger werden, wie bereits angedeutet, durch Querstücke verbunden, welche in frühester Zeit aus zähem Eichenholz hergestellt wurden, und zwar hat das vordere Stück die Bezeichnung Bufferbohle, weil daran, ausser einem Zughaken in der Mitte, zwei Stossbuffer in der Horizontalentfernung von 1,750 m von Mitte zu

Mitte[1]), bei 1,040 m normaler Höhe des Mittelpunktes der Stossscheibe ab Schienenoberkante, angebracht ist. Das Hinterstück, früher ebenfalls aus Holz hergestellt, führt keine besondere Bezeichnung und bildet als kastenartige Querverbindung der Hauptträger gleichzeitig die Unterstützung für die Fussplatte des Führerstandes und der Kupplungsstange.

Die geringe Festigkeit wie Dauer des Holzes veranlasste zunächst eine Armirung der oben bezeichneten zwei hölzernen Querstücke mit Hülfe von Blechplatten, bis man schliesslich ganz davon abging, irgend welche Holztheile in die Construction der Gestellrahmen eintreten zu lassen. Es werden daher jene Stücke jetzt lediglich aus Schmiedeeisen, Blech und Winkeleisen zusammengesetzt in Anwendung gebracht, woraus die rectanguläre Kastenform entstand.

Der Gestellrahmen mit seinen äussersten Querverbindungen bildet gleichfalls ein Rechteck, das vermittelst der in die Langseiten (Hauptträger) eingeschobenen Lagerbüchsen auf den Achsenhälsen ruht, den Dampfkessel allseitig umfassend und unterstützend. An dem Kessel entsprechend angebrachte Querträger oder Stützen von Schmiedeeisen greifen auf die Oberkante der Langträger, zum Theil auch seitlich gegen die Flächen der letzteren, um an diesen Berührungsstellen durch Schraubenbolzen fest mit einander verbunden zu werden. Bei diesen Verbindungen ist auf die Expansion und Construction des Kessels infolge der Wärmeeinwirkung Rücksicht zu nehmen, worauf wir bei Gelegenheit der Auflagerung näher zurückkommen werden. Wir bemerken hier nur noch, dass diesem Princip entsprechend die Langträger in der Regel nur an der Rauchkammer mit dem Kessel in fester Verbindung stehen und dass an den rückwärtigen Stützpunkten dagegen eine feste Verbindung mit dem Kessel für gewöhnlich nicht stattfindet, damit letzterem die Möglichkeit gewährt ist, in der Längenrichtung frei zu dilatiren. Anderweite Querverbindungen zwischen den Langträgern unterhalb des Langkessels dienen wesentlich nur als Stützpunkte für verschiedene Maschinentheile, als Geradführungen, Steuerungswellen, Hebel etc. und es bestehen dieselben theils aus Façoneisen, theils, und zwar vorwiegend, aus hochkantig liegendem Rahmenblech entsprechender Form (s. auch Fig. 6 auf Taf. XXXIV).

Die Herstellung resp. Montirung der Gestellrahmen geschieht in der Regel in der Weise, dass man dieselben unabhängig vom Kessel zusammenbaut, auf die Räder setzt, alle daran gehörenden Maschinentheile soweit möglich anbringt und schliesslich den Kessel daraufsetzt.

Endlich hat man auch versucht den Gestellrahmen in vorhin beschriebener Form durch eine andere Construction zu ersetzen, bei welcher ein unter dem Kessel fest angebrachter Wasserkasten gleichzeitig den Gestellrahmen vertritt, indem dessen Wände die Achshalter und zugleich die vermittelnden Träger zwischen Kessel und Achsen bilden. Dieses System ist selbstredend nur für Tendermaschinen angemessen und hat trotz mehrfacher Ausführung für den Locomotivbau im Allgemeinen bislang einer günstigen Aufnahme sich nicht zu erfreuen gehabt. Beiläufig bemerkt besassen übrigens die ersten Tendermaschinen, die in England in der Mitte der vierziger Jahre erbaut wurden, die Wasserreservoire zwischen den Rahmen angeordnet; eine Construction, die jedoch bald wieder verlassen und von Krauss neuerdings in verbesserter Form wieder eingeführt wurde. Fig. 1 (p. 653) zeigt den Längendurchschnitt

---

[1]) § 123 der Technischen Vereinbarungen: An dem vorderen Rahmenstück der Locomotiven, bei Tenderlocomotiven auch an dem hinteren Rahmstücke, müssen zwei elastische Buffer und in der Mitte desselben ein starker Zughaken angebracht sein; beide in Uebereinstimmung mit den für die Wagen vorgeschriebenen Maassen.

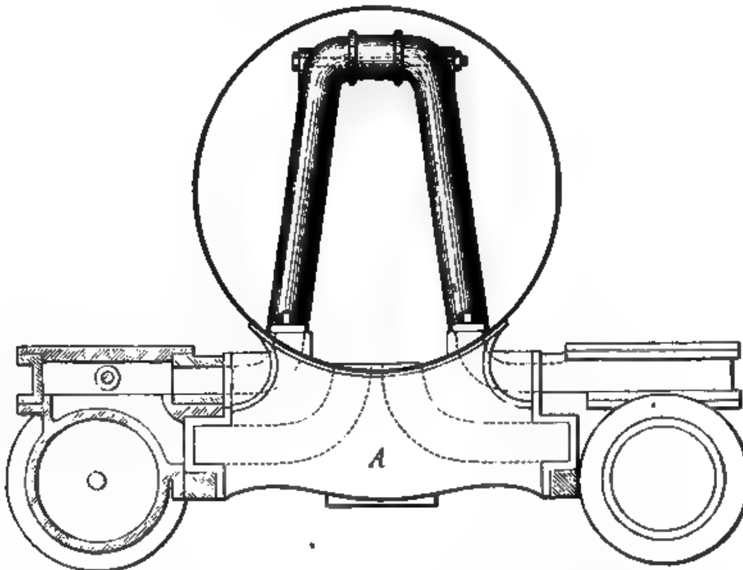
des zwischen den parallelen Langträgern angeordneten Wassergefässes *W* mit den hindurchgeführten Achsen *A* und *B* der von Krauss zu Wien 1873 ausgestellten Tendermaschine Nr. 302. Die Anordnung ist ebenso einfach als zweckentsprechend und gestattet die Mitführung von 3500 Kilo Wasser (bei 3,5 Cubikmeter Reservoirinhalt). Die eigenthümliche Rahmenconstruction der Engerth-Maschine endlich

Fig. 1.

wird geeigneten Ortes den Gegenstand unserer Betrachtung bilden und zwar bei Gelegenheit der Tenderkupplungen und der mobilen Gestelle.

Amerikanische Locomotivrahmen. Als gleichfalls ganz aus Schmiedeeisen bestehend und im Ganzen durch eine sehr leichte und gefällige Construction sich auszeichnend, verdienen die amerikanischen Rahmen im Folgenden eine nähere

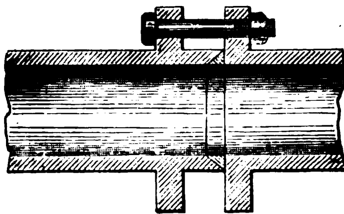
Fig. 2.



Betrachtung. Der wesentliche Unterschied der Construction, im Vergleich zu der in Europa üblichen, besteht darin, dass der amerikanische Locomotivträger aus schmiedeeisernen Stäben entsprechender Länge und entsprechenden Querschnittes zusammengeschweisst ist, wodurch ein hochkantiger Gitterträger gebildet wird, dessen Solidität bei grosser Leichtigkeit und geringem Materialaufwande durchaus Nichts zu wünschen übrig lässt; während der europäische Locomotivträger bekanntlich aus gewalzten

Blechen auf seine erforderlichen Contouren bearbeitet wird. Die amerikanischen Rahmen besitzen die Form der in den Figuren 12 und 13 auf Taf. XXXIV gegebenen Skizze, sie sind auf allen Flächen bearbeitet (was in Europa nicht der Fall ist) und gestatten eine sehr leichte Zugänglichkeit und leichte Montirung der Maschinentheile, was bekanntlich gerade für Locomotiven ein Umstand von namhafter Bedeutung ist. Die Cylinder greifen, vermöge der angegossenen Schieberkästen durch einen Ausschnitt des Rahmens *C* (Fig. 13, Taf. XXXIV). Ein Sattel von Gusseisen *A* verbindet den Kessel, d. h. die Rauchkammer, mit Rahmen und Cylinder, in welchem zugleich die Dampfein- und Ausströmungsröhren eingegossen sind, wie dies in Fig. 2, p. 653, dargestellt ist. Die Flächen, welche mit Rahmen und Cylinder behufs Verschraubung in Contact treten, sind auf das Genaueste auf der Hobelmaschine hergestellt. Der Sattel ruht vermittelst eines Verticalzapfens auf dem vorderen mobilen Laufwerke, welches symmetrisch unter dem Mittel der Rauchkammer placirt ist und bekanntlich bei keiner amerikanischen Locomotive (aussergewöhnliche Constructionen abgerechnet) vermisst wird. Die Verbindung der gusseisernen Dampfeinströmungsröhren ist mit Hülfe eines Ringes (Fig. 3) bewerkstelligt, der auf der einen Seite flach, auf der anderen kugelförmig bearbeitet ist. Beide Berührungsflächen sind auf die betreffenden Rohre geschliffen, und ist dadurch eine dampfdichte Verbindung hergestellt, die leicht zu montiren ist und dabei kleine Bewegungen, die durch die verschiedene Ausdehnung der Metalle entstehen, ungehindert stattfinden lässt. Die Rahmen, durch den oben erwähnten Sattel fest mit der Rauchkammer des Kessels verbunden, werden durch zwei umgelegte Bügel an der Feuerbüchse befestigt, jedoch so, dass eine Längenverschiebung stattfinden kann, welche durch die Dilatation des Kessels bedingt ist.

Fig. 3.



Zur weiteren Verbindung der Langträger dienen zwei sogenannte Joche oder Querträger in Form vertical gestellter Bleche, welche beiderseitig mit dem Rahmen und in der Mitte mit dem Kessel verschraubt sind (Kesselträger). Eines dieser Joche trägt zugleich die Führungsschienen des Kreuzkopfes.

Behufs Montirung wird zunächst der Kessel in diejenige Lage gebracht, in welcher er mit dem Rahmen definitiv verbunden werden soll, worauf der Sattel derart unter die Rauchkammer placirt wird, dass zwischen beiden einiges Spiel verbleibt, jedoch alle schon gehobelten Flächen genau in ihrer beabsichtigten Richtung sich befinden. Mit einem Parallelreisser wird nun eine Linie um den Sattel gezogen, genau entsprechend der Form der Rauchkammer, so dass nach vollendetem Nacharbeiten mit Meisel und Feile der Sattel sich in allen Punkten mit der Rauchkammer im richtigen Contacte befindet und nunmehr definitiv an dieser befestigt werden kann, worauf alsdann gleichzeitig auch Cylinder und Rahmen an die gehobelten Flächen des Rahmens genau anschliessen.

§ 4. Rahmendimensionen. — Die parallelen Langträger, deren je zwei zu jeder Rahmenconstruction gehören, bestehen bekanntlich entweder aus einer einzigen Platte von entsprechender Dicke, aus dem Ganzen erwalzt (einfache Träger), oder sie sind aus je zwei (in diesem Falle dünnen) congruenten Platten zusammengesetzt, welche durch eiserne Zwischenlagen abgesteift und durch Stehbolzenverbindung zu einem Ganzen consolidirt sind (combinirte Träger). Es bedarf kaum des Hinweises, dass die erst genannte Construction die solide und daher empfehlenswerthe ist; wenn

auch zugestanden werden muss, dass die Herstellung so mächtiger Platten seine praktischen Schwierigkeiten hat und bis jetzt nur auf wenigen Walzhütten des Continentes geübt wird.

Die Sichtung der auf der Weltausstellung zu Wien 1873 figurirenden Locomotiven lehrt indessen, dass beide Trägertypen in ziemlich gleicher Frequenz vertreten waren, und zwar erwiesen sich die belgischen und französischen Rahmen aus dem Ganzen erwalzt. Die Langträger der süddeutschen und österreichischen Typen von Hall, Haswell und Sigl etc. bestehen jedoch in der Mehrzahl auch heute noch aus Doppelblechen mit Stehbolzenvernietung; während die norddeutschen und russischen Locomotiven gleichfalls vorwiegend Rahmenbleche aus dem Ganzen besitzen.

Dicke der Rahmenbleche. — Die massiv erwalzten Rahmenbleche erweisen bei den neuen Locomotiven 25—35 mm Plattendicke; die Mehrzahl der Dicken liegt jedoch dem Minimum näher. Die stärksten Rahmenbleche traten zu Wien 1873 an den russischen Locomotiven auf (32 mm), die schwächsten zeigten die belgischen (25 mm). Die am häufigsten auftretende Rahmendicke beträgt 28 mm; sie kann daher als Norm gelten und genügt auch für die grössten aller bis jetzt gebauten Locomotivkessel.

Alle Rahmen besitzen die erforderlichen Materialien- und Ausschnitte und zwar, wie bereits angedeutet, nicht nur diejenigen zur Aufnahme der Lagerbüchsen, sondern auch innere Ausschnitte behufs Erzielung der thunlichsten Gewichtsverminderung, ohne dass indessen die hierdurch bedingte Reduction des Querschnittes auf das Trägheitsmoment des Hochkantträgers einen nachtheiligen Einfluss auszuüben vermöchte; sowie endlich die nach den Extremitäten hin übliche Schweifung (Verminderung der Trägerhöhe).[2]

Bei der combinirten Trägerconstruction beträgt der lichte Abstand der versteiften Bleche (gewöhnlich) 52 mm; die Blechstärke 8 mm.

Die Lagerführungen sitzen bei massiven Rahmen auf der Innenseite des Rahmenbleches vernietet oder verschweisst (England, Amerika); bei den Rahmen mit Doppelblechen hingegen finden wir, naturgemäss, die Achsgabeln zwischen die Absteifungsbleche vernietet, gleichzeitig als Fassung der Ausschnitte für die Lagerführung, und muss diese Anordnung als ein Constructionsvortheil bezeichnet werden, der zu Gunsten des aus Theilen zusammengesetzten Trägers spricht, wenn auch freilich nur auf Kosten der Solidität des Ganzen erreichbar.

Länge der Rahmen. — Die Länge des Rahmengestelles, resp. der Langträger ist zunächst eine Funktion der totalen Kessellänge und lässt sich daher nichts Allgemeines darüber feststellen. Beispielsweise ergiebt die nähere Vergleichung von 22 in Wien (1873) ausgestellten Locomotivtypen, abgesehen von den kleinen Secundärmaschinen:

Hauptrahmen zwischen	7—8 m	Länge bei	13 Maschinen,
- -	8—9 m	- -	9 -
		Summa	22 Maschinen.

Wir sehen demnach, dass bei diesen Ausstellungsmaschinen allein die Rahmenlänge bei 60 % der Typen zwischen 7—8 m liegt.

Die längsten Rahmen (und zugleich massive) besitzen die belgischen Locomotiven, und wird die Länge von 9 m von Carels in Gent erreicht (Belgische Staatsbahn). Die nächstlängsten Rahmen besitzen die Semmeringmaschinen der Oesterreichischen Südbahn (8,965 m), die Gebirgsmaschine der Ungarischen Staatsbahn (8,495 m),

[2]) Als zulässige, noch verbleibende totale Minimalhöhe des Trägers an den Extremitäten der Schweifung hat 300 mm zu gelten.

Platformhöhe. — Die Höhenlage der ajustirten Oberkante des Langträgers ab Schienenoberkante bedingt die Platformhöhe der Locomotive und ist dieselbe im Allgemeinen eine Function der Radhöhe. Die Rahmen werden also in der Regel bei Personenzugmaschinen höher liegen als bei den Güterzugmaschinen.

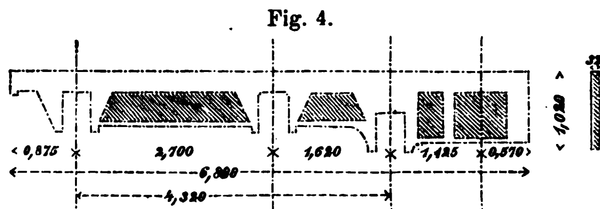
Mit Ausscheidung der Secundärtypen ergeben 26 zu dieser Vergleichung geeignete Wiener Locomotiven folgende Verhältnisse:

1,000 m—1,200 m	Rahmenoberkante ab Schienenoberkante bei	19	Maschinen,
1,200 m—1,300 m	- - - - - -	5	-
1,300 m—1,400 m	- - - - - -	2	-
	Summa	26	Maschinen.

Die grösste Rahmenhöhe über Schiene (Platformhöhe) zeigt die Esslinger Personenzugmaschine der Carl-Ludwigsbahn (1,395 m), und die Borsig'sche Personenzugmaschine der Berlin-Potsdam-Magdeburger Bahn (1,350 m). Die absolut niedrigste Rahmenlage besitzen die Sigl'schen Maschinen mit äusseren Rahmen (System Hall), nämlich 1,00 m—1,05 m, wodurch es möglich wird, die Kesselachse tief zu legen. Abweichende Verhältnisse zeigt die Couillet'sche Locomotive, deren Rahmen im mittleren Theile höher sind als an den Extremitäten; während daher die Platform des Maschinisten 1,280 m über Schiene liegt, zeigt die Platform der Langseiten 1,757 m Höhe und wird der Uebergang durch je zwei Stufen vermittelt.

§ 5. Fabrikation der Rahmenbleche. — Die Fabrikation der Platten für die Langträger der Locomotiven und Tender, die, wie oben bereits angedeutet, den Anforderungen des neueren Locomotivbaues gemäss aus einem Stücke hergestellt werden, bildet einen höchst interessanten Zweig in der Darstellung der Schwerbleche und soll daher im Nachfolgenden auf die wichtigsten Operationen, welche dabei vorkommen, näher eingegangen werden, wobei wir uns im Wesentlichen auf das auf belgischen und neuerdings auch auf rheinisch-westfälischen Hüttenwerken übliche Verfahren beziehen. Die Dimensionen der Hauptträger richten sich bekanntlich nach den Dimensionen der Locomotive, insbesondere nach der Grösse des Kessels und den Radständen, während die Form der Ajustirung von der Vertheilung der Achsen, Lage der Cylinder etc. abhängig ist. Behufs Darstellung eines jeden Locomotivträgers hat man zunächst eine rectanguläre Platte zu erzeugen, welche fernerhin vermöge einer Reihe von Ajustirarbeiten nach und nach erst auf die exacten Dimensionen des fertigen Stückes gebracht wird. Die Dicke der Platten muss in der Regel zwischen 25—32 mm (1—1¼" engl.) liegen. Wir wollen nun — der besseren Deutlichkeit halber — die Fabrikation an einem bestimmten Beispiel der Praxis erläutern, wobei zu bemerken, dass sämmtliche Langträger in vollkommen analoger Weise dargestellt werden, gleichgültig, welche Dimensionen sie besitzen. Es seien für eine Locomotivbestellung Rahmenbleche zu erzeugen von den in Fig. 4 dargestellten Umrissen, und Ein- und Ausschnitten des fertigen Stückes, so hat man, da das zu erwalzende Rohstück immer rectangulär ausfällt, von der verlangten Maximalbreite des vollendeten Stückes auszugehen und danach die erforderliche Walzbreite des rectangulären Rohstückes zu bemessen.

Fig. 4.



Das fertige Rahmenstück, dessen immer zwei zu einer Locomotive gehören, habe folgende Hauptdimensionen:

Maximalbreite (Höhe des Klingenträgers).	1,020 m,
Totale Länge (Rahmenlänge).	6,890 m,
Ajustirdicke	0,032 m,

so handelt es sich um die Erwalzung einer rectangulären Platte von mindestens:

Breite = 1,100 m,
Länge = 7,400 m,
Dicke = 0,035 m,

Fig. 5.

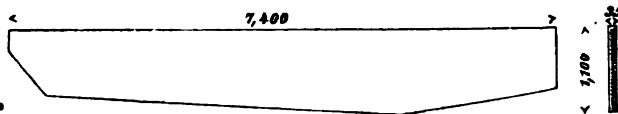
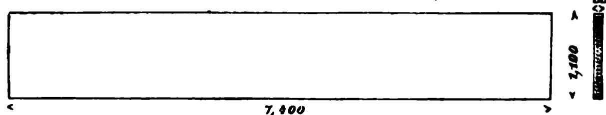


Fig. 6.



welche in der in Fig. 5 dargestellten Form aus der Schwerblechscheere hervorgeht, während Fig. 6 den erwalzten Rohrahmen in seiner ursprünglichen rechteckigen Form zeigt. Um zu dem Gewichte des in Arbeit zu nehmenden Rohmateriales zu gelangen, hat man von dem erforderlichen Gewichte der Rohplatte auszugehen und den zu erwartenden Materialverlust, auf alle heissen Operationen zusammengenommen, zu 30 % diesem Gewichte hinzu zu addiren. Es ergiebt sich demnach zunächst:

Gewicht der rectangulären Platte = (7,4×1, 1×35) 7,78 =	Kilo 2216
Hierzu 30 %	- 664
Gewicht der zu erschmiedenden Bramme	Kilo 2880.

Es ist ersichtlich, dass ein Gewicht, wie das vorstehende, von nahe drei Tonnen, eine Combination aus mehreren Brammen (gehämmerten Paqueten) und deren getrennte, wenn auch gleichzeitige Behandlung erforderlich macht. Nimmt man daher nach Obigem das erforderliche Totalgewicht rund zu Kilo 2900 und entschliesst man sich zu einer Combination desselben aus drei Brammen, so erhält man für jede der letzteren Kilo 970. Der Gang der Operationen ist nun etwa folgender:

1) Bildung von zwei gleichen Paqueten von 10 % Mehrgewicht, behufs Erzeugung von zwei gleichen Brammen des verlangten Gewichtes von Kilo 970. Jedes Paquet muss daher wiegen 970 + 97 = 1167 kg. Montirung auf 500 × 600 mm Querschnitt unter Anwendung je einer Deckplatte von 40 mm Dicke und der Breite des Paquetes (600 mm). Die Platten sind aus einer Luppe entsprechenden Gewichtes erhämmert und bestehen aus Eisen Nr. 2 kurzsehniger Natur, seiner Qualität nach dem Luppeneisen für Schienenfüsse entsprechend. Der Rest des Paquetes besteht aus Luppenstäben von 75 und 111 mm Breite, auf Paquetlänge geschnitten, von den Qualitäten Nr. 2 und Nr. 3 in abwechselnder Lage geordnet (vergl. Fig. 7).

2) Bildung eines dritten Paquetes genau derselben Dimensionen und desselben Gewichtes, doch ohne Deckplatte (vergl. Fig. 8, p. 659).

3) Gleichzeitige Behandlung der drei Paquete im Schweissofen für Schwerblechpaquete während $2^1/_2$ bis 3 Stunden behufs Ueberführung der Massen in vollständige Schweisshitze, und Ausschmieden eines jeden der Paquete auf 400 mm × 600 mm unter Dampfhämmern entsprechenden Gewichtes. So entstehen die drei Brammen in den Dimensionen von Fig. 9.

4) Rückgang dieser Brammen in den Schweissofen auf nochmals $2^1/_2$ Stunden und darauf abermaliges Ausschmieden derselben auf 700 mm × 150 mm (vergl. Fig. 10).

5) Nochmaliger Rückgang der Brammen in den Schweissofen auf circa $1^1/_2$ Stunde und sodann Verwalzung auf 1,100 m Breite und 80—90 mm Dicke (vergl. Fig. 11).

6) Verbindung der drei Platten zu einem Paquete, jedoch in der Weise, dass Platte III (entstanden aus Fig. 8), welche ohne Deckplatte erschmiedet wurde, in die Mitte kommt, während I und II so gelegt werden, dass ihre primitiven Deckplatten *aa* und *bb* nach aussen liegen. Man erhält auf diese Weise das walzgerechte Paquet in Fig. 12 von $3 \times 90 = 270$ mm approximativer Dicke und 1100 mm Breite, welches das erforderliche Gewicht von circa 2900 Kilo besitzt.

Dieses Paquet, aus den beschriebenen drei Elementen zusammengesetzt, muss alsdann in einem Flammenofen mit entsprechend weiter Arbeitsthür (bei den bezüglichen Oefen beträgt diese Weite 44″ engl. = 1,117 m) durch mehrstündiges anhaltendes Feuern durch und durch in vollständige Weisshitze versetzt werden.

Fig. 7.



Fig. 8.



Fig. 9.

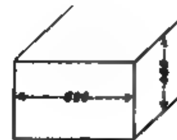


Fig. 10.

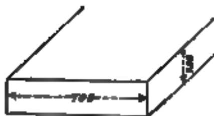


Fig. 11.



Fig. 12.



7) Ist dieser Zustand eingetreten, so erfolgt sofort das Verwalzen des Paquetes in den gewöhnlichen grossen Blechwalzwerken, die jedoch mit den entsprechenden Paquethebevorrichtungen versehen sein müssen. Die Streckung des Stückes erfolgt dabei immer in demselben Sinne, bis die Plattenlänge von 7,40 m in Verbindung mit der Dicke von 35 mm erreicht ist, wobei die primitive Breite des Paquetes (1,100 m) immer parallel den Cylinderachsen geführt wird. Eine Breitenstreckung findet bei dieser Arbeit nur in sehr geringem Maasse statt und überhaupt nur insoweit, dass die Beschneidung des Rohbleches auf die Ajustirdimensionen möglich gemacht wird, was nothwendig ist, da die Rohränder niemals frei von Einrissen bleiben und innerhalb gewisser Grenzen ungleich verlaufen. Die rohen Extremitäten der Langplatte gehen abgerundet aus dem Walzwerk hervor und zeigen im Uebrigen dieselbe Beschaffenheit wie die Ränder der Langseiten.

Die gesammten Operationen, welche im Vorstehenden in ihrer Aufeinanderfolge vorgeführt wurden, erfordern den Betrieb von drei Schweissöfen und ergeben ein fertig gewalztes Stück in 12 Stunden. Der Verbrauch beträgt dabei 2000 Kilo Steinkohle auf 1000 Kilo Bruttogewicht des erwalzten Stückes, ist mithin, wie sich schon aus der Vielzahl der Operationen erwarten lässt, ein sehr bedeutender.

mobilen Schneidbacken von 2 m Klingenlänge, wodurch sehr gerade Schnitte auf entsprechende Länge erzielbar sind.

Der fertige Rahmen soll die in Fig. 4 (p. 657) gezeichneten Dimensionen und Ausschnitte besitzen, und es wird daher, behufs weiterer Ajustirung, die zu ertheilende fertige Form genau auf dem rectangulären Rohblech verzeichnet. Es geschieht dies unmittelbar durch Auflegen einer dünnen Blechplatte, welche genau die Grösse des fertigen (ajustirten) Rahmens sammt allen erforderlichen Ein- und Ausschnitten besitzt. Man hat sodann mittelst Stahlstift die sämmtlichen Umrisse und Ausschnitte zu umfahren, die Schablone zu entfernen und die vorgezeichneten Linien auf dem Rohbleche mittelst sorgfältiger Ankörnung deutlicher zu machen.

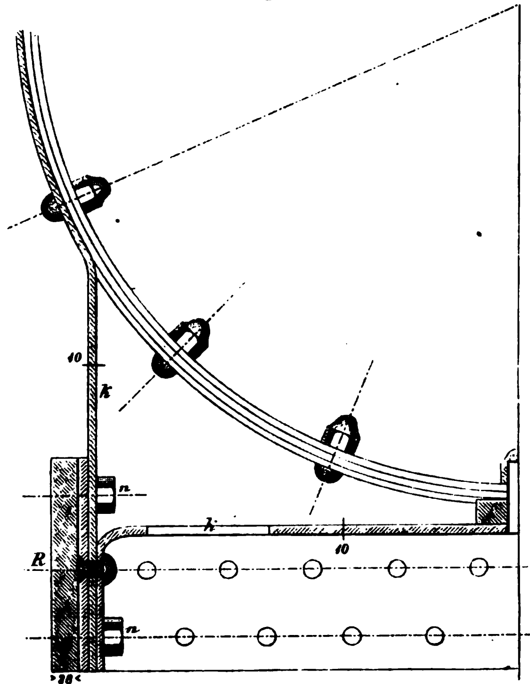
Hierauf kann das Grobausstossen des Rahmenbleches unter entsprechend kräftigen Lochmaschinen begonnen werden, wobei stets nur ein Stück gleichzeitig in Arbeit genommen wird. Das zu bearbeitende Stück kann dabei, auf Rollen horizontal liegend, unter dem Werkzeug nach Belieben verschoben werden. Die Maschine besitzt die in Fig. 10 und 11 auf Taf. XXXIV gezeichnete Einrichtung. *A* Betriebswelle mit dem Getriebe *B*, welches vermöge Zahnrad *C* die Hubwelle in Rotation setzt. Das Herzexcenter *E* wirkt auf das Ende *D* des Arbeitshebels *H*, dessen entgegengesetzter kurzer Arm mit dem Werkzeug *r* in Verbindung steht. Die Arbeit erfolgt, wie bei allen Lochmaschinen, auf Schwer- resp. Brückenbleche durch Einschaltung eines Stahlkörpers *s* zwischen Arbeitsstück und Hebelende (Fig. 10), während Schleife *l* den Wiederaufgang des ersteren bewirkt. Bei Ausübung der Arbeit ist wesentlich zu beachten, dass man mit den Ausschnitten nicht zu nahe an die verzeichneten Contouren des fertigen Stückes heranrücke (oder diese wohl gar überschreite), indem eine gewisse Materialstärke für die Feinvollendung unter den Stosshobelmaschinen verbleiben muss.

Die beschriebenen, allgemein gebräuchlichen Rahmenausstossmaschinen besitzen quadratische Lochungsstempel *r* von 32 mm Seite ($1^1/_4''$ engl.). Die Vollendungsmaschinen sind Hobelmaschinen mit Verticalhub und haben die Bestimmung, die in die Montirungsateliers überzuführenden Rahmenplatten fein zu machen, indem sie, die noch bis zum Strich vorhandene Materialstärke sauber hinwegnehmend, scharf bis an die angekörnten Linien heranhobeln. Die Feinhobelmaschinen sind auf den grösseren Locomotivfabriken so eingerichtet, dass man 6—8 (auch wohl noch mehr) Stück übereinander gelegte Rahmenbleche gleichzeitig in Arbeit nehmen und vollenden kann, wodurch natürlich die absolute Congruenz der Stücke am sichersten erzielbar. Die neueren Maschinen figuriren gleichzeitig auch als Bohrmaschinen, so dass auch die erforderlichen Bohrungen der Tafeln, behufs Anbringung der verschiedenen Maschinentheile, Achshalter etc. auf diesen Maschinen gleichzeitig mit dem Ausstossen vorgenommen werden können, indem die Bohrvorrichtungen unabhängig von den Stosshobelvorrichtungen arbeiten und beliebig verschiebbar sind (System François).

In Amerika und neuerdings auch auf einigen europäischen Fabriken ist es üblich, auch die Breitseiten der Langträger sauber zu behobeln, die jedoch für gewöhnlich, bei sonst sauberer Erwalzung und sorgfältiger Richtung unbearbeitet bleiben und nur da bearbeitet werden, wo der Contact mit anderweiten Theilen zu erfolgen hat. Die durch die Bearbeitung des Ganzen bedingte Vertheuerung des Stückes dürfte gegenüber den erzielten Vortheilen der erleichterten Anbringung der Secundärtheile, der vermehrten Solidität des ganzen Rahmenbaues und der Schönheit des äusseren Ansehens vielleicht wenig in Betracht kommen, zumal wenn anerkannt werden muss, dass die Locomotive in allen ihren Details Gegenstand der Präcisionsarbeit sein sollte,

Lagerung bei inneren Rahmen. — In beistehender Fig. 13 betrachten wir die Kessellagerung einer zu Wien 1873 von Cockerill ausgestellten dreiachsig gekuppelten Locomotive (Güterzugmaschine der »Haute Italie«), welche, trotz der im Uebrigen unvortheilhaften Kesselabmessungen an sich, doch in Betreff der Lagerung mit Rücksicht auf die Dilatationsverhältnisse eine wohldurchdachte Construction aufweist. Die Auflagerung erfolgt zunächst durch die Befestigung des Kessels an der Rauchkammer am Rahmenlangträger *R* durch die horizontalen Schraubenreihen *nn* vermöge der Hülfsbleche *kk*.

Fig. 13.



Die Lagerung des Cylinderkessels auf den Querverbindungen der Langträger erfolgt ohne Anwendung irgend welcher Befestigungsmittel; jedoch sind die Contactflächen an Kessel und Traverse auf das Sorgfältigste ajustirt, widrigenfalls die richtige Auflage und die Erhaltung derselben illusorisch wäre.

Fig. 14 zeigt die Auflagerung des cylindrischen Kessels auf der Traverse *F*, die ihrerseits vermöge der ajustirten Verticalflächen *mm* mit den beiderseitigen Langträgern durch Nietung in fester Verbindung steht. Der cylindrische

Fig. 14.

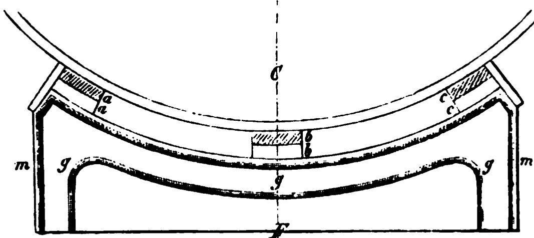
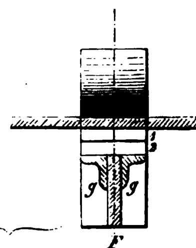


Fig. 14a.

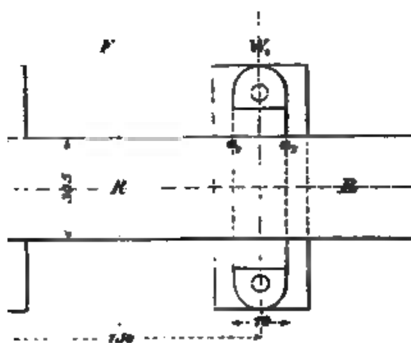


Kessel *C* ruht demnach frei auf den drei cylindrisch ajustirten Zwischenstücken *a b* und *c*, derart, dass Platte (1) am Kessel und Platte (2) an der Traverse mit versenkten Nieten befestigt sind (s. Fig. 14a). Im vorliegenden Falle sind zur Unterstützung des Cylinderkessels nur zwei solcher Verbindungen vorhanden, die sich in den Entfernungen von 0,780 m vor und 0,740 m hinter dem Triebachsenmittel befinden.

Die Auflagerung des Kessels an der Feuerbüchse geschieht vermittelst je zweier an den Aussenseiten der Feuerkiste versenkt angenieteter Führungsstücke, wie Fig. 15 (p. 664) vor Augen führt. Eine Befestigung findet hier ebensowenig statt, als auf den Traversen zur Unterstützung des Cylinderkessels; es kann vielmehr das durch die

Dilatation und Contraction bedingte Gleiten der Führungsstücke auf der ajustirten Oberkante des Rahmens *R* ganz ungehindert erfolgen. *F* die Feuerbüchse; *W* und W_1 die Führungsstücke, welche vermöge der ajustirten Kanten *aa* und $a_1 a_1$ auf der

Fig. 15.



gleichfalls ajustirten geraden Oberkante des Rahmens *R* aufruhen, und *P* eine Deckplatte, welche zugleich die Führung vervollständigt. Diese Art der Lagerung des Kessels im Rahmengestell ist ebenso einfach und sinnreich, als dem Zwecke entsprechend. Sie ist indess nur bei Maschinen mit innerem Rahmen mit Vortheil anwendbar, wo also die Langträger dicht an der äusseren Feuerbüchse liegen.

Lagerung bei äusserem Rahmen. — Bei äusserem Rahmen, wo die Feuerkastenwände weiter zurücktreten, wird ein fester Verband angestrebt, wie in beistehender Fig. 16 dargestellt ist, und muss die Ausgleichung der dilatirenden Wirkungen durch die eingeschalteten Stützbleche *H* erfolgen, welche, vermöge ihrer natürlichen Elasticität, die hier in Betracht kommenden Längendifferenzen erlauben. Beistehende Fig. 16 zeigt die bei den Belpaire-Kesseln der Belgischen Staatsbahn, die sämmtlich äussere Rahmen aufweisen, gewählte Construction, während die Auflagerung des Kessels an der Rauchkammer sowohl, wie auch im cylindrischen Theile die oben beschriebene bleibt.

Fig. 16.

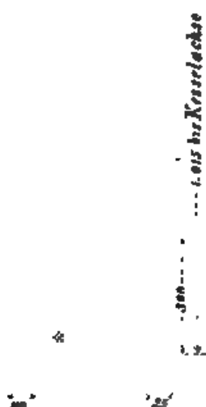


Fig. 17.

Anders als die eben beschriebenen Constructionen ist der für Tendermaschinen der Schweizer Nordostbahn gewählte Auflagerungsmodus. Der Kessel ruht dabei an seinem vorderen Ende mittelst eines Kastens, der durch die Vorderwand der Rauchkammer und seitlich durch die Langträger gebildet wird, auf dem Rahmen, resp. der Verbindungsplatte der Cylinder, und ist mit dieser durch ajustirte Schraubenverbindung consolidirt. Am hinteren Ende ruht der Kessel, vermöge der Feuerbüchse, auf einem drehbaren Gestell, so dass eine freie Bewegung des ersteren bei dessen Längenänderung durch Dilatation und Contraction stattfinden kann, und sind für diese Unterstützung auch keinerlei künstliche Befestigungsmittel in Anwendung gebracht. Der in Rede stehende Kesselträger ist in Fig. 17 (p. 664) skizzirt.

Noch anders ist die Auflagerung der Feuerbüchse der Güterzugmaschinen der Kaiser Ferdinands-Nordbahn durchgeführt. Wie aus den Figuren 11 und 12 auf Tafel XXXV ersichtlich, erfolgt dieselbe gleichfalls nicht durch an die Feuerkiste angenietete Träger, welche sich auf die Rahmenoberkante stützen, sondern es sind die Kessel durch eine eigenthümliche Art der Aufhängung mit den Rahmenplatten verbunden, welche die Ausdehnung des Kessels gleichfalls ganz unbehindert gestattet. Von dem am Feuerkasten befestigten Träger *a* gehen nämlich zwei Hängeeisen *b* hinauf zum Rahmen *c*. Die Hängeeisen sind oben und unten um sorgfältig ajustirte Bolzen *d* und *e* scharnierartig drehbar, wodurch eine Oscillation und mithin die freie Ausdehnung und Zusammenziehung des Kessels zulässig wird.

B. § 8. Zug- und Kupplungsapparate. — Als direct zum Rahmen gehörig sind an dieser Stelle die elastischen Zug- und Stossvorrichtungen in nähere Betrachtung zu ziehen, wenn auch nur insoweit, als dieselben durch specielle Construction als der Locomotive oder dem Tender eigenthümlich zugehörend, sich manifestiren. Da indessen Tender und Maschine, ausser ihrer Verbindung unter sich, behufs Verkupplung mit den Fahrzeugen des Zuges direct in Connex zu treten bestimmt sind, so ist es erforderlich, dass Maschine und Tender gleichzeitig auch mit Stoss- und Zugapparaten versehen sind, deren Abmessungen mit denjenigen der Wagen vollständig in Uebereinstimmung sich befinden.

Es wurde bereits hervorgehoben, dass die Extremitäten der Langträger nach vorne zu um eine bestimmte Grösse gegen die Vorderwand der Rauchkammer hervortreten, und dass man auch nach hinten einen entsprechenden (in der Regel noch beträchtlich grösseren) Ueberstand ertheilt, wodurch zunächst der für den Führerstand erforderliche Raum hinter der Feuerbüchse gewonnen wird, während die Querverbindung der vorderen Rahmenextremitäten die Anbringung der gewöhnlichen Stoss- und Zugvorrichtung gestattet.

Die vordere (eichene) Bufferbohle der ältesten Maschinen trug an der Stirnfläche zwei Buffer, welche — in ihrer ursprünglichsten Form — als cylindrische Lederbuffer auftraten, wie Fig. 18 darstellt, deren Ausfüllung in Filz, Pferdehaaren und sonstigen elastischen Stoffen bestand. Diese Buffer hatten einen Durchmesser von 300—350 mm und eine horizontal hinausragende Länge von ca. 400 mm. Dieser Stossapparat genügte jedoch nur für bescheidene Gewichtsmassen der Maschine resp. Züge, und wurde mit

Fig. 18.

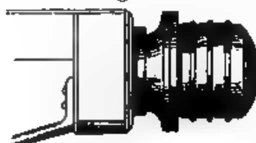


Fig. 19.

Das Verbindungsquerstück an dem hinteren Ende des Gestellrahmens, wie oben schon angedeutet früher gleichfalls aus Holz construirt, ging mit der Zeit in die Blechkastenform über, indem man hierin bequem die Vorrichtungen anbringen konnte, welche behufs solider Verkupplung zwischen Maschine und Tender erforderlich sind. Auch kann die Anbringung eines elastischen Zwischenmittels (in Form liegender Blattfedern etc.) hierbei in ebenso leichter als zweckentsprechender Weise zur Ausführung gebracht werden. Die Oberfläche des Kuppelkastens wird mittelst Platten von geripptem Eisenblech zu einem soliden Ganzen verbunden, um dadurch für den Maschinistenstand ein sicheres Trottoir zu gewinnen, welches durch ein leichtes eisernes Geländer (Fig. 21) zum Schutze der Bediensteten begrenzt wird.

Fig. 21.

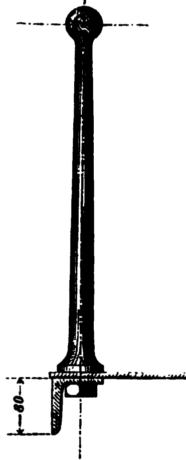
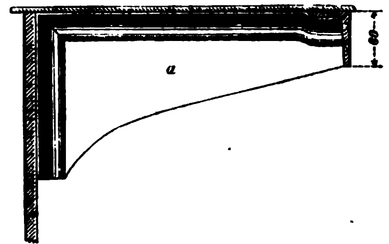


Fig. 22.



An die Aussenseiten der Langträger sind, mit der Oberkante bündig liegend, die schmiedeeisernen Winkelstücke resp. Consolenträger *a* in den erforderlichen Abständen (Fig. 22) angebracht und mit dem Langträger vermöge Winkeleisen solide vernietet, welche zur Anbringung des rings um den Kessel laufenden Platformriffelbleches dienen, welches in gleichem Niveau mit der Platform des Maschinisten anzuordnen ist, während ausserdem noch, mit der äusseren Platformkante ein Winkeleisen von 80 mm Schenkel zur Consolidirung des Ganzen dient.

§ 9. Sonstige Rahmenbestandtheile. — Bevor wir zu den verschiedenen Vorrichtungen der Verbindung zwischen Tender und Locomotive (Tenderkupplungen) übergehen, haben wir zunächst noch einige Vorrichtungen zu besprechen, welche ihrer Natur nach unmittelbar zum Rahmen gehören und daher in gewissem Sinne als integrirende Bestandtheile desselben zu betrachten sind.

a. Bahnräumer. — Die Bahnräumer dienen bekanntlich zur Beseitigung fremder Körper, die sich etwa auf den Schienen befinden könnten, und sind daher stets

---

Scheibe des linken Buffers eben, die des rechten rund ist. Der Durchmesser der Bufferscheiben soll mindestens 340 mm betragen und die Wölbung der runden Scheiben 25 mm in der Mitte zeigen.

Betreffs der Zugvorrichtung lauten die Vorschriften:

»§ 148. Die Zugvorrichtung muss so construirt sein, dass die Länge, um welche sie gegen die Kopfschwelle hervorgezogen werden kann, mindestens 50 mm und nicht mehr als 150 mm beträgt.«

»§ 149. Die Angriffsfläche des nicht angezogenen Zughakens soll von den äussersten Stossflächen der Buffer im normalen Zustande 370 mm entfernt sein.«

Was die Kupplung betrifft, so geschieht dieselbe, wie bereits mehrfach hervorgehoben, für Tender sowohl, als für alle Eisenbahnfahrzeuge überhaupt mit der obligatorischen, neuerdings auch für die Güterwagen als nothwendig angeordneten Schraubenkuppelung. Ob übrigens die vordere Stirnfläche der Locomotive, ausser den oben erwähnten Stoss- und Zugvorrichtungen, mit Nothketten versehen sein müsse oder nicht, lassen die Vereinbarungen unentschieden.

c. Eiskratzer. — Erwähnung verdient an dieser Stelle noch eine Eiskratzvorrichtung, welche an älteren, für die Oesterreichische Südbahn erbauten Locomotiven mit Erfolg in Anwendung gebracht war, bestehend aus einem Paar verstählter und entsprechend zugeschärfter Schaufeln, welche vor den Triebrädern angebracht um eine gemeinsame Welle drehbar angeordnet waren, die vom Maschinenführer dirigirt werden konnte vermöge eines Hebels mit Zugstange. Man konnte damit die Schaufeln fest auf die Schienen drücken und das vor den Triebrädern befindliche Glatteis von der Lauffläche des Schienenkopfes loskratzen, welches sodann durch die mit den Schaufeln verbundenen Drahtbesen von den Schienen gekehrt wurde. In der Natur der Sache liegt, dass man sich einer derartigen Eiskratzvorrichtung nur beim Vorwärtsfahren der Maschine bedienen kann, indem beim Rückwärtsfahren die Schaufeln sich gegen die Schienenstösse stemmen, sich verbiegen und ein Bestreben äussern, die Maschine aus dem Gleise zu heben. Beim Rückwärtsfahren, und im Nichtbedarfsfalle überhaupt, werden daher die in Rede stehenden Bahnräumer einige Centimeter über die Schiene gehoben und in dieser Stellung durch einfache Hülfsmittel festgehalten werden müssen.

d. Schneeschuhe. — Die Construction des gewöhnlichen Bahnräumers mit einer Art von Schneeschaufel finden wir an Locomotiven der Köln-Mindener Bahn für geringe Schneehöhen mit gutem Erfolge durchgeführt. Die einfache Vorrichtung ist auf Tafel XXXV in den Figuren 13 und 14 dargestellt. Es ist daselbst A der Bahnräumer mit dem Arme C, dessen Ende die pflugschaarähnlich gestaltete verticale Schaufel D trägt, deren unten etwas nach vorne ausgeschweifter Grat a senkrecht zur Lauffläche des Schienenkopfes gerichtet ist. Die Schaufel steht indessen nur 20 mm ($^3/_4''$) ab Schiene, was den Vereinsbestimmungen widerspricht und in der That in Anbetracht des Nickens als durchaus ungenügend zu bezeichnen ist, indem ein Aufstauchen der Enden zu erwarten steht, um so mehr, da nicht einmal dem regulären Federspiele Rechnung getragen wurde, welches 30 mm beträgt.

C. § 10. **Die Kupplungsvorrichtungen zwischen Locomotive und Tender.** — Die Technischen Vereinbarungen schreiben im § 145 elastische Zugapparate für Wagen vor und besagen in dem § 153 bezüglich der Nothketten:

»Die bisherigen Nothketten haben sich als Mittel zur Verhinderung von Zugtrennungen nicht bewährt, können daher in Wegfall kommen und sollen da, wo sie vorhanden sind, nicht eingehängt werden.«

Vergleicht man mit diesen Bestimmungen den auf die Locomotivkupplung bezüglichen § 124:

»Zur Verbindung der Locomotive mit dem Tender sind ausser einer starken Kuppelstange noch zwei Kupplungen erforderlich, welche erst in Anspruch genommen werden, wenn sich die Hauptverbindung lösen sollte,«

so muss als auffällig erscheinen, dass für Locomotiven besondere Nothkupplungen vorgeschrieben sind, die für Wagen nicht nur für entbehrlich gehalten werden, sondern die sogar dort, wo sie vorhanden sind, nicht eingehängt werden sollen.

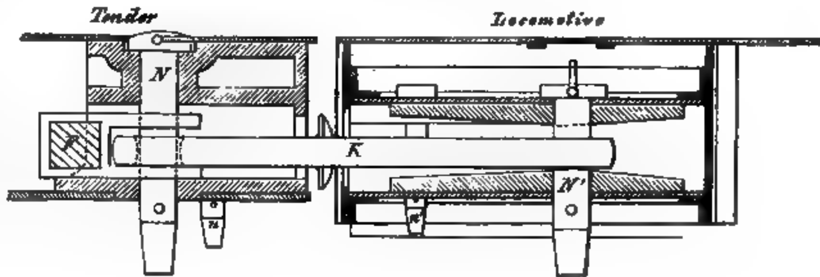
Nothkupplungen.

a) Nutzen der Nothkupplungen.

Das Fehlen der für Wagen zutreffenden Vorschrift, dass die Zugapparate elastisch sein sollen, dürfte kaum die Nothkupplungen der Locomotiven in genügender

nicht ausgeschlossen, es kann diese Gefahr aber auch ohne Anwendung von Stossfedern durch eine kräftige Dimensionirung der Kupplungstheile und durch eine möglichst enge Kupplung von Maschine und Tender auf ein äusserst geringes Maass reducirt werden. Eine recht kräftige Hauptkupplung ist dabei, wie wir später sehen werden, auch bei dem Vorhandensein von Nothkupplungen sehr zu empfehlen.

Fig. 23.



Die Nothkupplungen können einen Bruch der Hauptkupplung in keiner Weise verhüten, sondern nur die Gefahren des Bruches vermindern, indem sie einer späteren Trennung der Maschine von dem Tender entgegenwirken. Ist nun der Bruch der Hauptkupplung durch auf sie wirkende Druckkräfte erfolgt, so erscheint eine solche Trennung, noch bevor der Zug zum Stehen gebracht werden konnte, als unwahrscheinlich, die Nothketten gewähren daher nur den Vortheil, dass sie die Weiterbeförderung des Zuges auch ohne die Anbringung einer Reservekupplung gestatten.

Fig. 24.

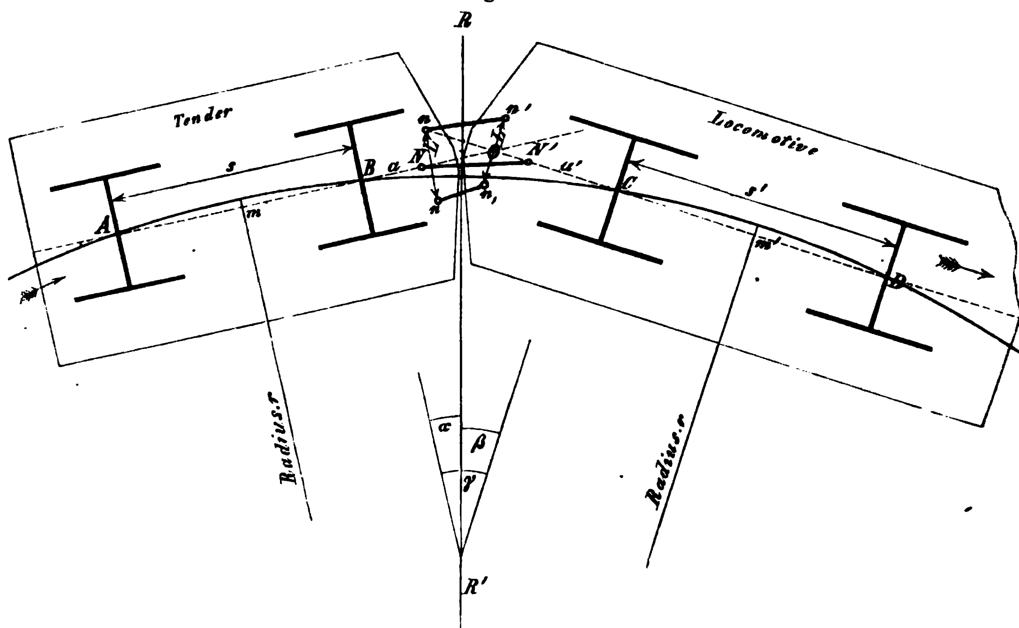
§ 11. Gefahren, welche aus der Anordnung von Nothkupplungen erwachsen. — Der Nutzen der Nothkupplungen ist nach dem Vorstehenden nur ein geringer, dagegen haben Nothkupplungen bei nicht ganz sachgemässer Anordnung und namentlich dann besondere Gefahren für den Betrieb im Gefolge, wenn die Hauptkupplung sich verbogen und dadurch verkürzt hat, wie aus der Discussion der in den Figuren 23 und 24 im Längenschnitte und im Grundrisse gezeichneten Maschinen- und Tenderkupplung hervorgehen dürfte.

In diesen Figuren bezeichnen K die Hauptkupplung, k und k die beiden Nothkupplungen, L die horizontale Entfernung der letzteren und F eine Spannfeder,

welche die beiden Buffer B gegen die Bufferplatten P der Maschine[7]) drückt und so die Entfernung von Maschine und Tender zu vergrössern sucht.

Das Anziehen des Tenders durch die Locomotive erfolgt, ohne dass sich die Entfernung beider Fahrzeuge ändert, also auch ohne eine Anspannung der Feder F. Trifft dagegen die beiden Fahrzeuge ein Stoss oder drängt der Zug in einem starken Gefälle den Tender gegen die Maschine, so kann sich der erstere der letzteren um das Maass l nähern, indem die Buffer die Spannfeder zurückdrücken, wobei sich gleichzeitig die Spielräume der Nothkupplungen mit ihren Befestigungsbolzen n' vorn

Fig. 25.



(nach der Maschine zu) auf das Maass $l' + l$ vergrössern und hinten auf $l'' - l$ vermindern. Damit nicht in solchen Fällen die schwachen Nothkupplungen den Druck aufzunehmen haben, muss nothwendigerweise $l'' > l$ sein.

§ 12. Berechnung der Abmessungen der Nothkupplungen. — Zur Beurtheilung der Verhältnisse, wie sie bei dem Durchfahren von Curven zutreffen, möge die allerdings karrikirt gezeichnete Figur 25 dienen. Bei dieser Figur ist angenommen, dass sich Locomotive und Tender in ihren mittleren Stellungen in der Curve vom Radius r bewegen, bei welchen die Endachsen A und B des Tenders und C und D der Locomotive nach beiden Seiten hin gemessen gleich viel Luft zwischen den Schienen haben. Bezeichnen s und s' die Radstände des Tenders und der Locomotive, a und a' die Entfernungen der Achsen B und C von der Linie RR' und r den mittleren Radius des Gleises, so ist

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s + 2a}{2r}$$

und

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{s_1 + 2a_1}{2r}$$

[7]) Für die Wirkung der Kupplung ist es gleichgültig, ob die Spannfeder an der Maschine oder am Tender angebracht ist. Für Güterzuglocomotiven mit sämmtlich vor der Feuerkiste liegenden Achsen verlegt man gern die Spannfeder in den Tenderzugkasten, um die meist ohnehin reichlich belastete hintere Maschinenachse zu entlasten; bei Personenzuglocomotiven wird die Feder dagegen passender unter dem Führerstande angebracht, der hier für sie reichlich Platz bietet.

und, wegen der Kleinheit der Winkel α und β hinreichend genau:

$$\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\gamma = \frac{s + s_1 + 2a + 2a_1}{2r} \quad \ldots . \quad 1)$$

Werden die normalen Entfernungen der Nothkupplungsbolzen n und n', wie sie in der Fig. 23 u. 24, p. 671, angegeben sind, mit K bezeichnet, und bleiben die aus den verschiedenen Radständen und Maassen für a und a' resultirenden seitlichen Verschiebungen von Tender und Maschine unberücksichtigt, so wird aus der Figur 25, p. 672, ersichtlich, dass sich die Nothkupplungsbolzen n und n' an der Aussenseite der Curve um $\frac{L}{2}\sin\alpha$ und um $\frac{L}{2}\sin\beta$ von der Linie RR' entfernt und an der Innenseite der Curve sich um die gleichen Maasse der Linie RR' genähert haben; die Abstände der Bolzen n und n' betragen daher in der Curve aussen:

$$K + \frac{L}{2}(\sin\alpha + \sin\beta)$$

und innen:

$$K - \frac{L}{2}(\sin\alpha + \sin\beta).$$

Wird, was bei der Kleinheit der Winkel α und β als zulässig erscheint,

$$\sin\alpha + \sin\beta = \operatorname{tg}(\alpha + \beta) = \operatorname{tg}\gamma$$

gesetzt und der letzte Ausdruck mit dem früher ermittelten gleichen Werthe (Formel 1)

$$\frac{s + s_1 + 2a + 2a_1}{2r}$$

vertauscht, so ergeben sich die Abstände nn' der Nothkupplungsbolzen in der Curve vom Radius r zu

$$K + \frac{L(s + s_1 + 2a + 2a_1)}{4r} \quad \ldots . \quad 2)$$

und zu

$$K - \frac{L(s + s_1 + 2a + 2a_1)}{4r} \quad \ldots . \quad 3)$$

Der Ausdruck

$$\frac{L(s + s_1 + 2a + 2a_1)}{4r}$$

giebt das Maass für die in Fig. 24, p. 671, mit l_1 und $l_{\prime\prime}$ bezeichneten Längen an, um welche das eine Auge jeder Nothkupplungsstange nach vorn und nach hinten hin ausgeweitet werden muss, damit die betreffenden Kupplungsbolzen in der gedachten Curve weder vorn noch hinten zum Anliegen kommen. Dieses Maass vergrössert sich für $l_{\prime\prime}$ noch um l, wenn, wie in der Fig. 24, auch das eine Auge der Hauptkupplung nach hinten hin um das Maass l erweitert ist. Tritt dieser letztere Fall nicht ein, so ist

$$l_1 = l_{\prime\prime}$$

und beträgt die mindest erforderliche Gesammterweiterung des einen Auges jeder Nothkuppelstange

$$l_1 + l_{\prime\prime} = \frac{L \cdot (s + s_1 + 2a + 2b)}{2r} \quad \ldots . \quad 4)$$

Das Maass $l_1 + l_{\prime\prime}$ wächst nach der Formel dem Abstande L der beiden Kuppelstangen direct und dem Krümmungshalbmesser r der Curve umgekehrt proportional, während der Ausdruck

$$s + s_1 + 2a + 2b$$

von der Construction der Maschine und des Tenders abhängig ist. Die folgende Tabelle giebt verschiedene Werthe von $s + s_1 + 2a + 2b$ an, wenn für s und s_1 und für $a + b$ ausgeführten Locomotiven entnommene Maasse für die Rechnung benutzt werden.

Tabelle I.

	Bezeichnung der Locomotivgattung	$s = m$	$s_1 = m$	$a + b - c = m$	$s + s_1 + 2a + 2b - m$
1	Vierrädrige Locomotive der Oldenburgischen Staatsbahn für gemischten Dienst	3,100	2,450	3,556	12,662
2	Aeltere Personenzuglocomotive der Hannov. Staatsbahn (Egestorff)	3,355	3,584	3,290	13,519
3	Schnellzuglocomotive der Hannov. Staatsbahn	3,350	4,267	2,950	13,517
4	Schnellzuglocomotive der Köln-Mindener Bahn	3,760	4,800	2,450	13,460
5	Güterzuglocomotive der Köln-Mindener Bahn	3,700	3,296	3,726	14,448
6	Locomotive für gemischt. Dienst der Königl. Ostbahn	3,140	4,395	2,433	12,401
7	Güterzuglocomotive der Königl. Ostbahn	3,140	3,375	3,750	14,015

Wird der geringste für Curven vorkommende Radius zu 180 m angenommen[8]) und das Maass L unserer Fig. 24, p. 671, zu 0,6 m, so ist

$$\frac{L}{2r} = \frac{0,6}{360} = \frac{1}{600}$$

und

$$l_1 + l_{\prime\prime} = \frac{L(s + s_1 + 2a + 2b)}{2r} = \frac{s + s_1 + 2a + 2b}{600} \text{ m}$$

oder gleich

$$\frac{10}{6}(s + s_1 + 2a + 2b) \text{ mm}$$

Durch Benutzung dieses Ausdruckes zur Berechnung von $l_1 + l_{\prime\prime}$ erhält man die erforderliche Gesammtausweitung der länglichen Augen der Nothkuppelstangen für obige 7 Locomotiven zu

Tabelle II.

	Bezeichnung der Locomotivgattung	$\frac{10}{6}(s + s_1 + 2a + 2b)$
1	Vierrädrige Locomotive der Oldenburgischen Staatsbahn für gemischten Dienst	21,1 mm
2	Aeltere Personenzuglocomotive der Hannoverschen Staatsbahn (Egestorff)	22,5 mm
3	Schnellzuglocomotive der Hannoverschen Staatsbahn	22,5 mm
4	Schnellzuglocomotive der Köln-Mindener Bahn	22,4 mm
5	Güterzuglocomotive der Köln-Mindener Bahn	24,1 mm
6	Locomotive der Königl. Ostbahn für gemischten Dienst	20,7 mm
7	Güterzuglocomotive der Königl. Ostbahn	23,4 mm

[8]) Nach dem § 63 der Technischen Vereinbarungen sollen Ausweichungen, durch welche ganze Züge fahren, mit Radien von mindestens 180 m angelegt werden.

Die berechneten Zahlen der Tabelle setzen eine Längenbestimmung der Nothkuppelstangen voraus, nach welcher in geraden Gleisstrecken die Kupplungsbolzen n' sich genau in den Mitten der Schlitze der zugehörigen Nothkuppelstangen befinden. Diese Voraussetzung ist aber nicht auf die Dauer aufrecht zu erhalten, weil die Hauptkupplung durch Ausnutzung der Augen und Bolzen im Betriebe länger wird. Ausserdem kann sich auch die Hauptkuppelstange unter Umständen, z. B. unter einem die Fahrzeuge treffenden Stosse, verbiegen und dadurch verkürzen, also den Tender der Maschine nähern, was ebenfalls Fehler in den Stellungen der Bolzen n' zu den Nothkuppelstangen zur Folge hat.

Es resultirt aus allen diesen Rücksichten die Nothwendigkeit einer erheblichen Erweiterung der für die Schlitze der Nothkupplungen berechneten Maasse, die selbstverständlich überdies noch auf den Innenseiten der Nothkupplungen um das in Fig. 24, p. 671, mit l bezeichnete Maass zu vergrössern sind, sobald die Hauptkupplung eine Annäherung des Tenders an die Locomotive um das Maass l gestattet.

Ist der Spielraum l' der Nothkupplungen zu gering bemessen, so wird, wenn sich bei dem Durchfahren einer Weiche oder einer scharfen Curve der Bolzen n' gegen die Kuppelstange k legt (vergl. Fig. 24, p. 671), diese sich in der Mehrzahl der Fälle krumm biegen, ohne dass eine Entgleisung des Tenders erfolgt [9]. Eine Entgleisung des Tenders ist dagegen weit eher möglich, wenn das Maass l' zu gering ausfiel. Bei der erheblichen Widerstandsfähigkeit der Nothkupplung gegen Zug kann in einem solchen Falle, wenn die Kraft, welcher eine Nothkuppelstange zu widerstehen im Stande ist, mit W bezeichnet wird, das Moment $W \cdot \frac{L}{2}$ so gross werden, dass es die Tenderhinterachse aus dem Gleise wirft.

Bezeichnet s den Radstand des Tenders und Q die seitlich auf eine Achse wirkende Kraft, welche die Achse zum Entgleisen bringt, so ergiebt sich das Moment, mit welchem der Tender einer Entgleisung widersteht, zu

$$Q \cdot s,$$

es muss also, um jede Entgleisung durch zu kurze Nothkuppelstangen auszuschliessen,

$$W \cdot \frac{L}{2} < Qs$$

oder

$$W < \frac{2Q \cdot s}{L}$$

sein.

Der Seitendruck auf eine Achse, welcher sie aus den Schienen zu werfen im Stande ist, kommt durchschnittlich ihrer eigenen Belastung gleich.[10])

Die Bedingung $W < \frac{2Qs}{L}$, welche eine Entgleisung des Tenders bei zu kurz bemessenen Nothkuppelstangen ausschliesst, trifft keineswegs bei allen Locomotiven zu, wie folgende Berechnung zeigt.

Werden bei einer Locomotive mit drei gekuppelten Achsen und einem Adhäsionsgewichte von 40 Tonnen die Nothkuppelstangen so stark gemacht, dass, im Falle eines

---

9) Eine Entgleisung der Locomotive ist weniger zu befürchten, weil die Belastung der Vorderachse hier eine grössere zu sein pflegt als die der Tenderhinterachse.

10) Es ist bei der Beurtheilung dieses Druckes nicht zu übersehen, dass nur ein Rad der Entgleisung entgegenwirkt, dass also auch nur die Hälfte der Belastung der Hinterachse bei einer Entgleisung über die betreffende Schiene gehoben wird.

während die Feder F den zweiten Buffer soweit nach vorn schiebt, bis sich der auf der Bufferstange befestigte Ring p gegen die Bufferführung legt. Bis zu diesem Augenblicke bewirkt die Schrägstellung von Maschine und Tender keine Anspannung der Feder F, sondern nur eine geringe Drehung derselben um den Bolzen N, die Einstellung der Fahrzeuge zur Curve erfolgt daher ungehindert durch die Kupplungsvorrichtung und die Feder.

Anders verhält es sich, wenn der Bund p noch vor der vollständigen Einstellung beider Fahrzeuge zur Curve die weitere Drehung der Feder verhindert.

Die fernere Schrägstellung der beiden Fahrzeuge hat von diesem Augenblicke an eine Anspannung der Feder F zur Folge, deren einer Flügel durch den gegenüberliegenden Buffer zurückgedrückt wird, während der andere Flügel an einer weiteren Vorwärtsbewegung durch den Bund p des zweiten Buffers gehindert ist.

Wird die Spannung der Feder F, mit welcher sie die Maschine von dem Tender zu entfernen sucht, mit S bezeichnet, so drückt jeder der beiden Buffer B mit $\frac{S}{2}$ gegen die ihm zugehörigen Bufferplatten P, es ergiebt sich also das Drehmoment, welches einer weiteren Einstellung der Locomotive mit ihrem Tender zu der Curve entgegenwirkt und welches demnach die Schrägstellung beider wieder aufzuheben sucht, zu $\frac{S}{2} \cdot L'$. Dieses Moment wirkt genau in derselben Weise, wie das früher mit $W \cdot \frac{L}{2}$ bezeichnete; es sucht die Tenderhinterachse und die vordere Maschinenachse über den äusseren Schienenstrang abzudrängen.

Da die äusseren Räder der Vorderachsen von sich in Curven bewegenden Fahrzeugen meist ohnehin schon stark gegen den äusseren Schienenstrang drängen, so kann sich wenigstens bezüglich der Locomotive das Auftreten obigen Drehmomentes nur höchst ungünstig äussern, weil es hier die Tendenz zum Entgleisen der Vorderachse vermehrt, dadurch stärkere Schienen und Bandagen-Abnutzungen verursacht und ausserdem die Curvenwiderstände vergrössert. Der einzige Vortheil dieses Drehmomentes, dass es Maschine und Tender gegen einander absteift, also den ruhigeren Gang beider Fahrzeuge befördert, kann diesen Nachtheilen gegenüber umsoweniger in Betracht kommen, weil sich in Curven die Schwankungen ohnehin vermindern und weil in geraden oder in nur wenig gekrümmten Strecken obiges Drehmoment verschwindet.

Die Anbringung einer Arretirungsscheibe p auf den Buffern, die erst nach einer bestimmten Schrägstellung der Locomotive zum Anliegen kommt, wirkt demnach schädlich.

Fallen die Arretirungen p ganz fort, so bleibt die Feder F auf die Einstellung von Maschine und Tender in Curven ohne Wirkung, die Feder würde demnach nach unseren bisherigen Erörterungen zwecklos sein, wenn man von dem geringen Vortheile absieht, dass sie den aus gegenseitigen Abnutzungen entstehenden Spielraum zwischen der Kuppelstange K mit den Kupplungsbolzen N und N_1 bei dem Anziehen der Locomotive unschädlich macht.[13]

---

[13] Es wird dabei vorausgesetzt, dass die Kupplung nicht absichtlich mit einem solchen Spielraume, wie er in unserer Fig. 24, p. 671, mit l bezeichnet ist, construirt wurde. Wie wir gesehen haben überwiegen die Nachtheile dieses Spielraumes die Vortheile desselben.

Es fragt sich nun, welchen Nutzen die Feder *F* gewährt, wenn das in unserer Fig. 24, p. 671, mit *m* bezeichnete Maass zu Null wird, wenn also beide Arretirungen *p* in geraden Strecken fest vor den zugehörigen Bufferhülsen liegen. Es ist in einem solchen Falle klar, dass sich die Bufferscheiben von den Bufferplatten *P* abheben, sobald sich durch Ausnutzung der Augen oder der Bolzen die Länge der Hauptkupplung *K* vergrössert, dass also der Vortheil der Construction, die Beseitigung eines Stosses bei dem Anziehen der Locomotive, verloren geht. Dagegen spannt eine jede relative Verstellung der Längsachsen von Maschine und Tender bei richtig bemessener Kuppelstangenlänge *K* die Feder *F* an, diese wirkt also einer solchen Verstellung entgegen und vermindert die seitlichen Schwankungen beider Fahrzeuge in jeder Strecke. Um aber diesen Zweck in wirksamer Weise zu erreichen, wird es erforderlich, der Feder von vorn herein eine nicht unbeträchtliche Spannung zu geben, die sich in Curven erheblich vergrössert und so in letzteren die Betriebssicherheit leicht gefährdet. [14])

Man hat die Vortheile einfacher Spannfedern, dass sie die Ausnutzung der Augen und Bolzen der Hauptkupplung bei dem Anzuge der Maschine unschädlich machen, und dass sie ferner bei entsprechender Anordnung, indem sie sich anspannen, wenn die Längsachsen von Maschine und Tender nicht mehr in derselben Richtung liegen, und dadurch seitlichen Schwankungen entgegenwirken, durch Anordnung getrennter Spannfedern für beide Buffer zu vereinigen gesucht. Soll eine solche Construction ihren Zweck erfüllen, also die Seitenschwankungen von Maschine und Tender in geraden Strecken wirksam vermindern, so müssen die Differenzen der Spannungen beider Federn schon erheblich werden, wenn die Federn sich nur um ein Geringes verlängern und verkürzen. Diese Bedingung involvirt aber zugleich das Auftreten eines beträchtlichen Drehmomentes, sobald die Fahrzeuge sich in scharfen Curven bewegen, und erscheint demnach als bedenklich.

Die Feder *F* wirkt noch in einer anderen als der bereits angegebenen Weise günstig auf eine Verminderung der relativen Bewegungen von Maschine und Tender ein. Indem die Feder die Buffer *B* des Tenders gegen die an der Maschine angebrachten Bufferplatten *P* drückt, erschwert sie durch die auftretende Reibung die gegenseitige Verschiebung beider Fahrzeuge. Diese Reibung tritt aber nicht nur bei den horizontalen, sondern auch bei den verticalen Bewegungen von Maschine und Tender auf und beeinflusst demnach auch die Achsbelastungen. Bei rascher Fahrt macht sich die letztgenannte Erscheinung oft derartig fühlbar, — der Führer sagt, der Tender hängt sich an der Maschine auf —, dass der Führer gezwungen ist, zur Herabminderung des Uebelstandes Oel zwischen die vor einander gleitenden Theile zu geben und so nicht nur die verticalen, sondern zugleich auch die horizontalen Verschiebungen zu erleichtern.

Es sind mehrfach Constructionen zur Anwendung gekommen, bei welchen dadurch, dass man den Bufferköpfen die Form eines verticalen Prismas gab und zugleich die Bufferscheiben mit entsprechenden verticalen Rillen versah, die horizontalen Verschiebungen erschwert wurden.

§ 14. Nutzen der Querkupplungen. — Das Bestreben, durch die Construction der Maschinen und Tenderkupplung die relativen horizontalen Bewegungen beider

---

[14]) Entgleisungen von Tendern mit Kupplungsvorrichtungen, bei welchen sich durch die Schrägstellung der Fahrzeuge Federn spannen, sind in der That schon mehrfach beobachtet und haben bei der Köln-Mindener Bahn zur Beseitigung derartiger Anordnungen geführt.

zu verringern und womöglich ganz zu beseitigen, ist ein sehr berechtigtes. Gelingt es diese Aufgabe zu lösen, so werden sich Maschine und Tender wie ein einziges Fahrzeug mit einem Radstande gleich dem Abstande der Tenderhinterachse von der Maschinenvorderachse bewegen. Eine solche Verbindung würde allerdings höchst günstig auf eine Herabminderung der Schwankungen in geraden Gleisstrecken wirken, der weite Radstand aber zugleich das Durchfahren von Curven und Weichen unmöglich machen. Man ist aus diesem Grunde gezwungen sich zu begnügen, allein die relativen horizontalen Verschiebungen an der Verbindungsstelle von Locomotive und Tender zu beseitigen oder doch möglichst zu erschweren, und im Uebrigen die Einrichtung so zu treffen, dass sich die Achsgruppen der Maschine und des Tenders selbstständig in allen Curven einstellen können. Ob und wie weit man neben einer solchen Verbindung noch weitere Vorrichtungen anbringen will, welche, indem sie einer Schrägstellung beider Fahrzeuge gegen einander entgegenwirken, zugleich die schlängelnden Bewegungen vermindern, ist Ansichtssache. Derartige Vorrichtungen, wie wir eine solche bereits in der Spannfeder der Fig. 24, p. 671, (wenn der dort mit *m* bezeichnete Raum zwischen den Bufferhülsen und den Spannringen *p* zu Null wird), kennen gelernt haben, erzeugen stets Drehmomente, wenn sie zur Wirkung kommen, und haben so Seitendrücke der Räder gegen die Schienen in Curven zur Folge, welche schädlich sind und die unter Umständen gefährlich werden können. Erfüllt die Kupplung mit dem Tender den oben angedeuteten Zweck, beseitigt sie also die horizontalen relativen Bewegungen von Locomotive und Tender an deren Verbindungsstelle, so vermindert sich auch das Schlingern beider Fahrzeuge so sehr, dass weitere Mittel in dieser Beziehung als entbehrlich erscheinen.

Vorrichtungen, welche den Tender mit der Maschine verbinden, sind in den verschiedensten Constructionen erdacht und zur Ausführung gekommen. Meist sind, von der eigentlichen Kupplung getrennt, noch besondere Constructionstheile vorhanden, welche den ruhigen Gang beider Fahrzeuge in Bezug auf Seitenschwankungen herbeiführen sollen, häufig aber fehlen entweder solche Vorrichtungen gänzlich, oder die Kupplungen selbst wurden so construirt, dass sie, ausser der Verbindung der Maschine mit dem Tender in der Längsrichtung, auch eine Absteifung nach der Querrichtung hin bewirken.

Ehe wir dazu übergehen, die gebräuchlichsten Kupplungen zu beschreiben und zu kritisiren, wird es nöthig die Bedingungen aufzusuchen, welche eine rationelle Querabsteifung (Querkupplung) der Locomotive mit dem Tender erfüllen soll.[15])

§ 15. Bedingungen für eine rationelle Querkupplung. — Jedes Fahrzeug wird sich am ungehindertsten durch eine Curve bewegen, wenn die Achsen ihre mittlere Stellung zu dem Gleise annehmen, wenn also die Spurkränze der beiden Räder einer jeden Achse mit den Schienen gleich viel Luft haben.

Nur bei sehr grossen Geschwindigkeiten oder in starken Gefällen, wenn die Wagen auf die vorn gebremste Maschine mit dem Tender drücken, werden in Curven sämmtliche Aussenräder an die äussere Schiene gedrückt, wobei die Fahrzeuge eine tangentiale Stellung zur Curve einnehmen. In der Regel stellen sich die Fahrzeuge in Curven nach den in Fig. 26, p. 680, ausgezogenen Radvierecken *AB* und *CD* ein, indem sich die Spurkränze der äusseren Vorderräder an den äusseren, und die der inneren Hinterräder an den inneren Schienenstrang legen. Die Verbindung durch

---

[15]) Die Vorrichtung zur Verhinderung der seitlichen relativen Bewegungen von Locomotive und Tender soll von uns mit dem Namen »Querkupplung« bezeichnet werden.

Es fragt sich nun, welchen Nutzen die Feder *F* gewährt, wenn das in unserer Fig. 24, p. 671, mit *m* bezeichnete Maass zu Null wird, wenn also beide Arretirungen *p* in geraden Strecken fest vor den zugehörigen Bufferhülsen liegen. Es ist in einem solchen Falle klar, dass sich die Bufferscheiben von den Bufferplatten *P* abheben, sobald sich durch Ausnutzung der Augen oder der Bolzen die Länge der Hauptkupplung *K* vergrössert, dass also der Vortheil der Construction, die Beseitigung eines Stosses bei dem Anziehen der Locomotive, verloren geht. Dagegen spannt eine jede relative Verstellung der Längsachsen von Maschine und Tender bei richtig bemessener Kuppelstangenlänge *K* die Feder *F* an, diese wirkt also einer solchen Verstellung entgegen und vermindert die seitlichen Schwankungen beider Fahrzeuge in jeder Strecke. Um aber diesen Zweck in wirksamer Weise zu erreichen, wird es erforderlich, der Feder von vorn herein eine nicht unbeträchtliche Spannung zu geben, die sich in Curven erheblich vergrössert und so in letzteren die Betriebssicherheit leicht gefährdet.[14])

Man hat die Vortheile einfacher Spannfedern, dass sie die Ausnutzung der Augen und Bolzen der Hauptkupplung bei dem Anzuge der Maschine unschädlich machen, und dass sie ferner bei entsprechender Anordnung, indem sie sich anspannen, wenn die Längsachsen von Maschine und Tender nicht mehr in derselben Richtung liegen, und dadurch seitlichen Schwankungen entgegenwirken, durch Anordnung getrennter Spannfedern für beide Buffer zu vereinigen gesucht. Soll eine solche Construction ihren Zweck erfüllen, also die Seitenschwankungen von Maschine und Tender in geraden Strecken wirksam vermindern, so müssen die Differenzen der Spannungen beider Federn schon erheblich werden, wenn die Federn sich nur um ein Geringes verlängern und verkürzen. Diese Bedingung involvirt aber zugleich das Auftreten eines beträchtlichen Drehmomentes, sobald die Fahrzeuge sich in scharfen Curven bewegen, und erscheint demnach als bedenklich.

Die Feder *F* wirkt noch in einer anderen als der bereits angegebenen Weise günstig auf eine Verminderung der relativen Bewegungen von Maschine und Tender ein. Indem die Feder die Buffer *B* des Tenders gegen die an der Maschine angebrachten Bufferplatten *P* drückt, erschwert sie durch die auftretende Reibung die gegenseitige Verschiebung beider Fahrzeuge. Diese Reibung tritt aber nicht nur bei den horizontalen, sondern auch bei den verticalen Bewegungen von Maschine und Tender auf und beeinflusst demnach auch die Achsbelastungen. Bei rascher Fahrt macht sich die letztgenannte Erscheinung oft derartig fühlbar, — der Führer sagt, der Tender hängt sich an der Maschine auf —, dass der Führer gezwungen ist, zur Herabminderung des Uebelstandes Oel zwischen die vor einander gleitenden Theile zu geben und so nicht nur die verticalen, sondern zugleich auch die horizontalen Verschiebungen zu erleichtern.

Es sind mehrfach Constructionen zur Anwendung gekommen, bei welchen dadurch, dass man den Bufferköpfen die Form eines verticalen Prismas gab und zugleich die Bufferscheiben mit entsprechenden verticalen Rillen versah, die horizontalen Verschiebungen erschwert wurden.

§ 14. Nutzen der Querkupplungen. — Das Bestreben, durch die Construction der Maschinen und Tenderkupplung die relativen horizontalen Bewegungen beider

[14]) Entgleisungen von Tendern mit Kupplungsvorrichtungen, bei welchen sich durch die Schrägstellung der Fahrzeuge Federn spannen, sind in der That schon mehrfach beobachtet und haben bei der Köln-Mindener Bahn zur Beseitigung derartiger Anordnungen geführt.

zu verringern und womöglich ganz zu beseitigen, ist ein sehr berechtigtes. Gelingt es diese Aufgabe zu lösen, so werden sich Maschine und Tender wie ein einziges Fahrzeug mit einem Radstande gleich dem Abstande der Tenderhinterachse von der Maschinenvorderachse bewegen. Eine solche Verbindung würde allerdings höchst günstig auf eine Herabminderung der Schwankungen in geraden Gleisstrecken wirken, der weite Radstand aber zugleich das Durchfahren von Curven und Weichen unmöglich machen. Man ist aus diesem Grunde gezwungen sich zu begnügen, allein die relativen horizontalen Verschiebungen an der Verbindungsstelle von Locomotive und Tender zu beseitigen oder doch möglichst zu erschweren, und im Uebrigen die Einrichtung so zu treffen, dass sich die Achsgruppen der Maschine und des Tenders selbstständig in allen Curven einstellen können. Ob und wie weit man neben einer solchen Verbindung noch weitere Vorrichtungen anbringen will, welche, indem sie einer Schrägstellung beider Fahrzeuge gegen einander entgegenwirken, zugleich die schlängelnden Bewegungen vermindern, ist Ansichtssache. Derartige Vorrichtungen, wie wir eine solche bereits in der Spannfeder der Fig. 24, p. 671, (wenn der dort mit *m* bezeichnete Raum zwischen den Bufferhülsen und den Spannringen *p* zu Null wird), kennen gelernt haben, erzeugen stets Drehmomente, wenn sie zur Wirkung kommen, und haben so Seitendrücke der Räder gegen die Schienen in Curven zur Folge, welche schädlich sind und die unter Umständen gefährlich werden können. Erfüllt die Kupplung mit dem Tender den oben angedeuteten Zweck, beseitigt sie also die horizontalen relativen Bewegungen von Locomotive und Tender an deren Verbindungsstelle, so vermindert sich auch das Schlingern beider Fahrzeuge so sehr, dass weitere Mittel in dieser Beziehung als entbehrlich erscheinen.

Vorrichtungen, welche den Tender mit der Maschine verbinden, sind in den verschiedensten Constructionen erdacht und zur Ausführung gekommen. Meist sind, von der eigentlichen Kupplung getrennt, noch besondere Constructionstheile vorhanden, welche den ruhigen Gang beider Fahrzeuge in Bezug auf Seitenschwankungen herbeiführen sollen, häufig aber fehlen entweder solche Vorrichtungen gänzlich, oder die Kupplungen selbst wurden so construirt, dass sie, ausser der Verbindung der Maschine mit dem Tender in der Längsrichtung, auch eine Absteifung nach der Querrichtung hin bewirken.

Ehe wir dazu übergehen, die gebräuchlichsten Kupplungen zu beschreiben und zu kritisiren, wird es nöthig die Bedingungen aufzusuchen, welche eine rationelle Querabsteifung (Querkupplung) der Locomotive mit dem Tender erfüllen soll. [15])

§ 15. Bedingungen für eine rationelle Querkupplung. — Jedes Fahrzeug wird sich am ungehindertsten durch eine Curve bewegen, wenn die Achsen ihre mittlere Stellung zu dem Gleise annehmen, wenn also die Spurkränze der beiden Räder einer jeden Achse mit den Schienen gleich viel Luft haben.

Nur bei sehr grossen Geschwindigkeiten oder in starken Gefällen, wenn die Wagen auf die vorn gebremste Maschine mit dem Tender drücken, werden in Curven sämmtliche Aussenräder an die äussere Schiene gedrückt, wobei die Fahrzeuge eine tangentiale Stellung zur Curve einnehmen. In der Regel stellen sich die Fahrzeuge in Curven nach den in Fig. 26, p. 680, ausgezogenen Radvierecken *AB* und *CD* ein, indem sich die Spurkränze der äusseren Vorderräder an den äusseren, und die der inneren Hinterräder an den inneren Schienenstrang legen. Die Verbindung durch

---

[15]) Die Vorrichtung zur Verhinderung der seitlichen relativen Bewegungen von Locomotive und Tender soll von uns mit dem Namen »Querkupplung« bezeichnet werden.

der hinteren Locomotivachse gesucht werden sollen, c die Entfernung der vorderen Tenderachse von der hinteren Maschinenachse,

s' den Radstand der Locomotive,

s den Radstand des Tenders und

r den Radius der Mittellinie des Gleises,

so ist, wenn

$$\overline{AF} = \overline{FB} = \frac{s}{2}$$

und

$$\overline{CE} = \overline{ED} = \frac{s_1}{2}$$

und annähernd

$$\overline{BO} + \overline{OC} = c$$

gesetzt wird,

$$\overline{OO_1}^2 = \left(\frac{s}{2} + y\right)^2 + \overline{FO_1}^2$$

und zugleich

$$\overline{OO_1}^2 = \left(\frac{s_1}{2} + c - y\right)^2 + \overline{EO_1}^2,$$

also auch

$$\left(\frac{s}{2} + y\right)^2 + FO_1^2 = \left(\frac{s_1}{2} + c - y\right)^2 + \overline{EO_1}^2$$

und nach der Figur

$$\overline{FO_1}^2 = r^2 - \frac{s^2}{4}$$

und

$$\overline{EO_1}^2 = r^2 - \frac{s_1^2}{4}.$$

Durch Benutzung dieser beiden Werthe für die letzte Formel geht diese in

$$\left(\frac{s}{2} + y\right)^2 + r^2 - \frac{s^2}{4} = \left(\frac{s_1}{2} + c - y\right)^2 + r^2 - \frac{s_1^2}{4}$$

oder, nach Ausführung der Quadrirungen und nach Vornahme einiger Reductionen, in

$$sy = s'c - s'y + c^2 - 2cy$$

über, aus welcher sich der Abstand y des Kupplungspunktes O von der vorderen Tenderachse zu

$$y = \frac{c(s' + c)}{s + s' + 2c} \quad . \; . \; . \; . \; 5)$$

ergiebt.

Wird der Abstand des Kupplungspunktes O von der hinteren Maschinenachse mit x bezeichnet, so ergiebt sich x durch Vertauschung von s mit s' in der letzten Formel zu

$$x = \frac{c(s + c)}{s' + s + 2c} \quad . \; . \; . \; . \; 6)$$

Die Ausdrücke für y und x enthalten nicht den Werth r, die Lage des Kupplungspunktes O ist demnach unabhängig von dem Curvenradius und hängt allein von den Radständen s' und s der Locomotive und des Tenders und von dem Abstande c der vorderen Tenderachse von der hinteren Locomotivachse ab.

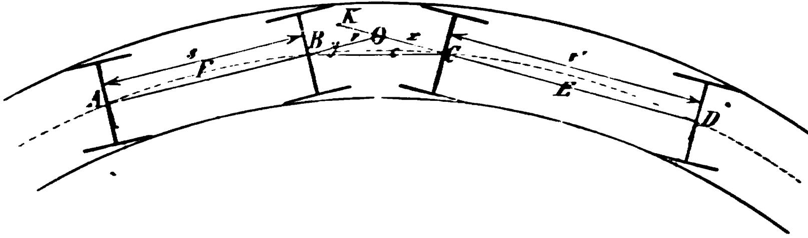
§ 17. Einstellung der Achsen bei falscher Lage des Querkupplungspunktes. — Um zu beurtheilen, wie weit die Achsen B und C der Fig. 27, p. 682,

von ihren Mittelstellungen abweichen. Wenn der Querkupplungspunkt falsch gewählt wurde, mag vorausgesetzt werden, der wirkliche Querkupplungspunkt K liege um z m hinter dem berechneten Punkte O und in der Verlängerung der Längsachse der Maschine.

Die Tangente des Winkels γ, welchen die Längsachsen der Maschine und des Tenders in einer Curve vom mittleren Radius r einschliessen (vergl. Fig. 25, p. 672), ist früher (Formel 1) zu

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s + s_1 + 2a + 2a_1}{2r}$$

Fig. 27.



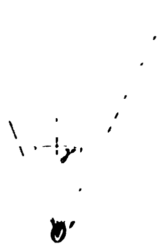
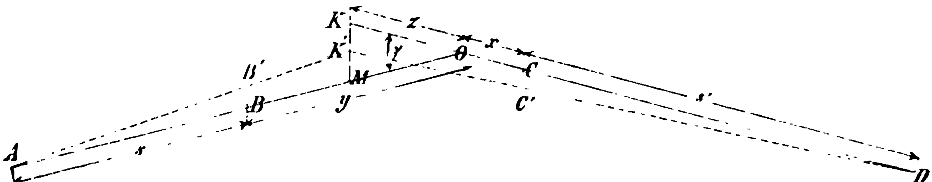


Fig. 28.



berechnet. Wird für $2a$ und $2a_1$ der gleiche Werth $2c$ in diese Formel eingesetzt, so geht sie in

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s + s_1 + 2c}{2r} \quad \ldots \quad 7)$$

über.

Bezeichnen in Fig. 27, p. 682, wieder A und B die Mitten der Tenderachsen und C und D die Mitten der Maschinenradachsen bei normaler Stellung der Fahrzeuge zu der Curve, so hat der um $\overline{KO} = z$ vor dem berechneten Querkupplungspunkte O belegene wahre Querkupplungspunkt K sich um das Maass

$$KM = 2z \sin\frac{\gamma}{2}$$

gegen die Längsachse des Tenders verschoben. Wird, bei der Kleinheit des in Frage kommenden Winkels hinreichend genau, des Ausdrucks $2\sin\frac{\gamma}{2}$ mit $\operatorname{tg}\gamma$ vertauscht und für $\operatorname{tg}\gamma$ der letztberechnete Werth eingesetzt, so ist

$$\overline{KM} = z\frac{s + s_1 + 2c}{2r} \quad . \; . \; . \; . \quad 7^a)$$

Unter der Annahme, dass die Querkupplung die Locomotive und den Tender seitlich fest mit einander verbindet, sind diese Fahrzeuge gezwungen, sich soweit zwischen dem Gleise zu verstellen, bis beider Längsachsen durch den Querkupplungspunkt K gehen. Nehmen die Vorderachse D der Locomotive und die Hinterachse A des Tenders nicht mit an dieser Verschiebung Theil und die Längsachsen beider die punktirt gezeichneten Lagen ein, wobei der Kupplungspunkt K nach K' und die Achsen B und C nach B' und C' gelangen, so lassen sich die Maasse $\overline{CC_1}$ und $\overline{BB_1}$ um welche diese Achsen aus den Mittelstellungen durch die Querkupplung verschoben werden, leicht berechnen. Nach der Figur ist

$$\frac{\overline{B'B}}{\overline{K'M}} = \frac{s}{s + y - z}$$

also

$$\overline{B'B} = \overline{K'M} \cdot \frac{s}{s + y - z}$$

und ferner

$$\overline{CC_1} = K'K \cdot \frac{s'}{s' + x + z}.$$

Ist $\overline{CC'} = B'B$, wird also vorausgesetzt, dass sich beide Achsen gleichweit aus ihren Mittelstellungen verschieben, eine Annahme, welche wenigstens für die grösstmöglichen Verschiebungen zutrifft, so erhält man durch Division der vorletzten durch die letzte Gleichung

$$\frac{K'M}{K'K} \cdot \frac{s(s' + x + z)}{s'(s + y - z)} = 1$$

und

$$\frac{K'M}{K'K} = \frac{s'(s + y - z)}{s(s' + x + z)}$$

oder

$$\frac{K'M + K'K}{K'K} = \frac{KM}{K'K} = \frac{s'(s + y - z) + s(s' + x + z)}{s(s' + x + z)}$$

und hieraus

$$K'K = KM \cdot \frac{s(s' + x + z)}{s'(s + y - z) + s(s' + x + z)}.$$

Durch Benutzung des gleichen Werthes

$$z \operatorname{tg}\gamma = z \cdot \frac{s + s_1 + 2y + 2x}{2r}$$

für KM erhält man endlich

$$\overline{K'K} = \frac{z}{2r}\cdot\frac{(s+s'+2y+2x)\,s(s'+x+z)}{s'(s-y-z)+s(s'+x+z)} \quad \ldots \quad (8)$$

Der für $\overline{K'K}$ zulässige Maximalwerth trifft offenbar unter der Voraussetzung zu, dass der Spurkranz des äusseren vorderen Tenderrades fest gegen den äusseren Schienenstrang, und dass gleichzeitig der Spurkranz des inneren Maschinenhinterrades fest gegen den inneren Schienenstrang der Bahncurve drückt. Diese Stellungen treten ein, wenn sich die Endachsen beider Fahrzeuge gleichzeitig aus ihren Mittelstellungen verschieben und wenn dabei in unserer Formel

$$\overline{CC_1} = \overline{K'K}\cdot\frac{s'}{s'+x+z}$$

die Achsenverschiebung CC_1 ihren Maximalwerth annimmt.

Nach den technischen Vereinbarungen[17] beträgt das Minimalmaass für $\overline{CC_1}$ in gerader Strecke 5 mm, also in der Curve vom Radius r, wenn dieselbe mit 3 mm Spurerweiterung verlegt ist, $5+\frac{3}{2}$ mm. Durch Benutzung dieser Zahlen für $\overline{CC'}$ geht die letzte Formel in

$$5+\frac{3}{2} = \overline{K'K}\cdot\frac{s'}{s'+z+x}$$

über, aus der sich das zulässige Maximalmaass für $\overline{K'K}$ zu

$$\overline{K'K}_{max} = \frac{(10+3)(s'+x+z)}{2s'} \quad \ldots \quad (9)$$

ergiebt.

Sollen durch diese Querkupplung keine bedenklichen Pressungen der Spurkränze der Achsen B und C der Fig. 28, p. 652, entstehen und gleichzeitig die mittleren Stellungen der Achsen A und D zum Gleise möglich bleiben, so darf $\overline{K'K}_{max}$ höchstens so gross werden, wie die vorhin berechnete Verschiebung des Querkupplungspunktes von K nach K', es muss also

$$\frac{(10+3)(s'+x+z)}{2s'} > \frac{z}{2r}\cdot\frac{(s+s'+2y+2x)\,s(s'+x+z)}{s'(s+y-z)+s(s'+x+z)} \quad \ldots \quad (10)$$

sein.

Unter Aufgabe der Bedingung, dass für die Endachsen A und D die Mittelstellungen zu den Schienen möglich bleiben sollen, verdoppelt sich gegen oben offenbar der Winkel γ und damit auch das zulässige Maass für $\overline{K'K}$, es trifft daher für das zwanglose Befahren der Curve die Bedingung

$$\frac{(10+3)(s'+x+z)}{s'} > \frac{z}{2r}\cdot\frac{(s+s'+2y+2x)\,s(s'+x+z)}{s'(s+y-z)+s(s'+x+z)} \quad \ldots \quad (11)$$

zu.

Die letzten beiden Formeln nehmen eine einfachere Form an, wenn die Abstände $x+s'$ der Maschinenvorderachse und $y+s$ der Tenderhinterachse von dem richtigen Kupplungspunkte O mit m und n und die Entfernung von B bis C wieder mit e bezeichnet wird; die Bedingung für das zwanglose Befahren der Curve lautet

[17]) Der § 160 dieser Vereinbarungen besagt: »Der Spielraum für die Spurkränze (nach der Gesammtverschiebung der Achse an dieser bemessen) darf nicht unter 10 mm und auch bei der grössesten zulässigen Abnutzung nicht über 25 mm betragen. Nur bei den Mittelrädern sechsrädriger Locomotiven ist ein Gesammtspielraum (bei übrigens gleichem lichten Abstande zwischen den Rädern) bis 40 mm zulässig.

dann, wenn die Achsen A und D ihre mittlere Stellung zwischen den Schienen behalten sollen,

$$\frac{(10+\sigma)\,(m+z)}{s} \geqq \frac{z}{r}\;\frac{(s+s'+2c)\;s(m+z)}{s'(n-z)+s(m+z)} \quad \ldots \quad 12)$$

und wenn die Bedingung nicht gemacht wird,

$$\frac{(10+\sigma)\;(m+z)}{s'} \geqq \frac{z}{2r}\;\frac{(s+s'+2c)\;s(m+z)}{s'(n-z)+s(n+z)} \quad \ldots \quad 13)$$

Aus der letzten Formel folgt

$$10+\sigma \geqq \frac{z}{2r}\;\frac{s'\cdot s(s+s'+2c)}{n(s+s')+z(s-s')} \quad \ldots \quad 14)$$

Bei der Kleinheit von $z(s-s')$ im Verhältniss zu $n(s+s')$ darf dieser Werth ohne erheblichen Fehler vernachlässigt werden; geschieht dieses, so lautet die Bedingung für das zwangfreie Durchfahren von Curven durch quergekuppelte Maschinen bei fehlerhafter Lage des Kupplungspunktes

$$10+\sigma \geqq \frac{z}{2r}\cdot\frac{s'\,s(s+s'+2c)}{n(s+s')} \quad \ldots \quad 15)$$

Nach dieser Formel fallen in Curven die Verschiebungen $\frac{z}{4r}\;\frac{s\cdot s'(s+s'+2c)}{n(s+s')}$ der beiden Maschinen- und der beiden Tenderachsen aus ihren Mittelstellungen der Entfernung z des wahren Querkupplungspunktes K von dem richtigen Querkupplungspunkte O direct und dem Krümmungshalbmesser r der Curve umgekehrt proportional aus.

Für $\sigma = 18$ mm in einer Curve von 180 m Radius lautet die Bedingung für die zwangfreie Bewegung der beiden Maschinen- und der beiden Tenderachsen:

$$0{,}014 \geqq z\cdot\frac{s'\cdot s(s+s'+2c)}{180\,(s+s')n}.$$

Werden für s, s' und c die bereits für die Tabelle 1 (p. 674) benutzten Zahlen in diese Formel eingesetzt und wird n nach der Formel (vergl. Formel 5)

$$n = s+y = s+\frac{c(s'+c)}{s+s'+2c}$$

berechnet, so erhält man in folgender Tabelle in

$$z\cdot\frac{s\cdot s'(s+s'+2c)}{180\,(s+s')n}$$

die Verschiebungen der Endachsen aus ihren Mittelstellungen und in Z_{max} den noch zulässigen Maximalwerth für z.

Tabelle III.

Position	Bezeichnung der Locomotive	$s = m$	$s' = m$	$c = m$	$n = m$	$\frac{s'\cdot s(s+s'+2c)}{180(s+s')n} = m$	$Z_{max} = m$	$\frac{Z_{max}\cdot 1000}{14} = mm$
1	Oldenburg. Maschine für gemischten Dienst	3,100	2,450	3,556	4,787	0,0331	0,423	32,1
2	Hann. Personenzugmaschine (Egestorff)	3,355	3,584	3,290	5,028	0,0259	0,541	38,6
3	Hann. Schnellzuglocomotive	3,350	4,267	2,950	4,925	0,0287	0,488	34,9
4	Köln-Mindener Schnellzuglocomotive	3,760	4,800	2,450	5,080	0,310	0,450	32,1
5	Köln-Mindener Güterzuglocomotive	3,700	3,296	3,726	5,511	0,254	0,551	39,4
6	Königl. Ostbahn-Maschine für gemischten Dienst	3,140	4,395	3,433	4,479	0,323	0,434	31,0
7	Königl. Ostbahn-Güterzuglocomotive	3,140	3,375	3,750	5,046	0,291	0,481	34,4

der Führerstand der Maschine nach der inneren Curvenschiene hin verschoben und dadurch der Winkel, unter welchem das äussere Vorderrad der Maschine den äusseren Schienenstrang schneidet, vergrössert. Der gleiche Fall tritt aber auch mit der Tenderachse ein, welche die Querkupplung gegen den äusseren Schienenstrang drängt. Die Nachtheile dieser Stellungen sind bereits früher erörtert.

Ein negativer Werth von z hat umgekehrt Verschiebungen der beiden Fahrzeuge aus ihren Mittelstellungen nach den entgegengesetzten Richtungen hin zur Folge, und wirkt daher weniger nachtheilig.

§ 18. Berechnung des Spielraumes der Spurkränze quergekuppelter Fahrzeuge während des Ein- oder Ausfahrens bei Curven. — Die Ableitung der Formel 6) zur Berechnung des Abstandes x des Querkupplungspunktes von der hinteren Maschinenachse

$$x = \frac{c(s+c)}{s+s'+2c}$$

setzte die Bewegung von Maschine und Tender in Curven mit constanten Radien voraus. Mit dem Aufgeben dieser Vorbedingung, also in den Momenten der Einfahrt in eine Curve und der Ausfahrt aus einer solchen, wie überhaupt bei einer Aenderung des Curvenradius ist die nach obiger Formel berechnete Lage des Querkupplungspunktes O nicht mehr die richtige, die Querkupplung bewirkt daher Abweichungen der Fahrzeuge aus ihren mittleren Stellungen zum Gleise.

Es genügt, hier nur den ungünstigsten Fall ins Auge zu fassen, also den unvermittelten Uebergang des geraden Gleises in eine Curve vom kleinsten zulässigen Radius. Der ungünstigste Moment ist sodann bei Curven der, wenn der Querkupplungspunkt O in die Normale fällt, welche im Tangentenpunkte errichtet wird.

Am ungünstigsten ist es endlich, wenn dasjenige der beiden Fahrzeuge, welches den grösseren Radstand hat, im geraden Gleise steht, wonach sich auch entscheidet, ob die Einfahrt oder die Ausfahrt sich ungünstiger gestaltet.

Im Nachstehenden sei angenommen, dass der Tender den grösseren Radstand habe und im geraden Gleise stehe; ist es umgekehrt, so sind in der sich ergebenden Formel die bezüglichen Bezeichnungen zu vertauschen (s mit s' und y mit x, respective mit $c-y$ und umgekehrt). In den Zahlenbeispielen der späteren Tabelle sind die ungünstigsten Fälle angenommen.

Kommen ausser den früheren Bezeichnungen noch folgende zur Anwendung:

δ ganzer Spielraum im geraden Gleise (im Maximo $= 10$ mm),

$\delta + e$ normales Spurmaass,

so ergiebt sich der Spielraum w, welcher dem Querkupplungspunkte, Fig. 29, p. 688, in radialer Richtung bleibt, aus den punktirt gezeichneten Stellungen der Locomotive und des Tenders zu AN. Während der Tender keine weitere Verschiebung des Querkupplungspunktes über A hinaus nach dem äusseren Schienenstrange zu gestattet, ist eine Verschiebung nach der entgegengesetzten Richtung über N hinaus durch die Locomotive ausgeschlossen.

Es ist nach Fig. 29, p. 688,

$$w = \overline{AN} = \overline{MN} - \overline{MA} = \overline{MN} + \overline{AP} - \overline{MP}.$$

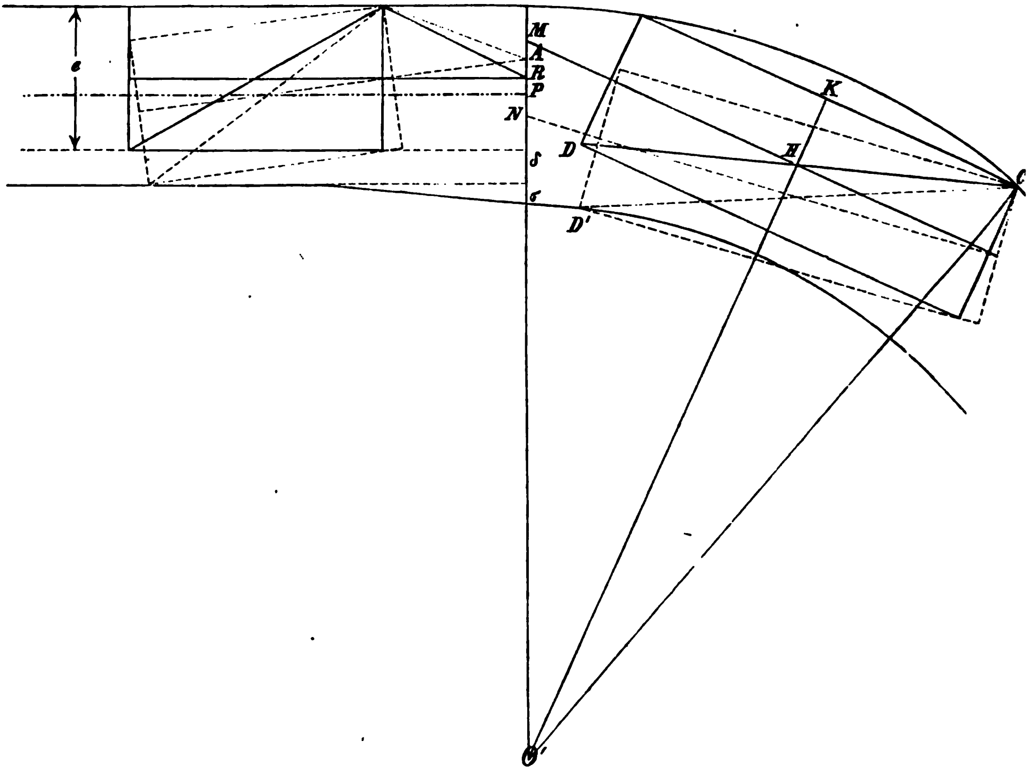
Wird die Maschine um den Punkt C aus der ausgezogenen in die punktirte Stellung zurückgedreht, so rückt der Punkt D um $\delta + \sigma$ nach D und der Punkt M nach N und ist annähernd

$$\overline{MN} = (\delta + \sigma)\,\frac{s'+c-y}{s'}.$$

Für die punktirt gezeichnete Stellung des Tenders ergiebt sich der Abstand seines Querkupplungspunktes A von der Gleismitte P in derselben Weise zu

$$\overline{AP} = \overline{AR} + \overline{RP} = \frac{y \cdot \delta}{s} + \frac{\delta}{2}.$$

Fig. 29.



Die Entfernung MP kann in folgender Weise berechnet werden:

Es ist:

$$MP = \overline{O'M} - r$$

und

$$O'M = \sqrt{\overline{O'H}^2 + \overline{HM}^2} = \sqrt{\overline{O'H}^2 + \left(e - y + \frac{s_1}{2}\right)^2},$$

ferner

$$O'H = O'K - KH = \sqrt{\overline{O'C}^2 - \left(\frac{s'}{2}\right)^2} - \frac{e}{2}$$

und

$$\overline{O'C} = r + \frac{e + \delta}{2}$$

und daher auch

$$M\bar{P} = \sqrt{\left(e - y + \frac{s_1}{2}\right)^2 + \left\{\sqrt{\left(r + \frac{e + \delta}{2}\right)^2 - \left(\frac{s'}{2}\right)^2} - \frac{e}{2}\right\}^2} - r$$

Durch Benutzung der für $\overline{MN}$, $\overline{AP}$ und $\overline{MP}$ berechneten Werthe zur Berechnung von w wird

$$w = (\delta+\sigma)\frac{s_1+c-y}{s'} + \frac{y\delta}{s} + \frac{\delta}{2} + r - \sqrt{\left(c-y+\frac{s_1}{2}\right)^2 + \left\{\sqrt{\left(r+\frac{e+\delta}{2}\right)^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} - \frac{e}{2}\right\}^2} \quad 17)$$

Der bei dem Einfahren in bezw. Ausfahren aus der Curve verbleibende Spielraum ist somit annähernd bei den Tenderrädern

$$\rho_1 = w \cdot \frac{s}{s+2y} \quad .\ .\ .\ . \quad 18)$$

und bei den Maschinenrädern

$$\rho_{\prime\prime} = w \cdot \frac{s_1}{s_1 + 2\,(c-y)} \quad .\ .\ .\ . \quad 19)$$

Werden in diese allgemeinen Formeln die Zahlenwerthe einiger Beispiele eingesetzt, und ist noch

$r = 180\,\text{m}$,

$\delta = 10\,\text{mm}$,

$\sigma = 18\,\text{mm}$ (für eine Curve von 180 m Radius der kleinste Werth),

so ergeben sich im ungünstigsten Falle folgende Spielräume:

Tabelle IV.

Position	Maschinen	s m	s_1 m	$y+z=c$ m	Curven-Ein- oder Ausfahrt. Kleinster Spielraum des Spurkranzes der Tenderräder ρ_1 mm	der Locomotivräder $\rho_{\prime\prime}$ mm
1	Vierrädrige Locomotive der Oldenburgischen Staatsbahn für gemischten Dienst	3,100	2,450	3,556	15,7	12,9
2	Aeltere Personenzuglocomotive der Hannov. Staatsbahn (Egestorff)	3,335	3,584	3,290	11,3	11,9
3	Schnellzuglocomotive der Hannover. Staatsbahn	3,350	4,267	2,950	10,6	12,4

Man ersieht schon aus diesen wenigen Beispielen, dass die Spurkränze quergekuppelter Maschinen, sobald der Kupplungspunkt die genau richtige Lage hat, bei dem Passiren des Ueberganges einer Geraden in eine Curve vom kleinsten zulässigen Radius einen überreichlichen Spielraum behalten.

§ 19. Berechnung des Spielraumes der Spurkränze während des Ein- und Ausfahrens bei Weichen. — Die kleinsten Spielräume, welche während des Ein- oder Ausfahrens quergekuppelter Fahrzeuge bei Weichen stattfinden, ergeben sich folgendermaassen.

Kommen ausser den früheren noch folgende Bezeichnungen zur Anwendung:

l = Länge der als gerade angenommenen Weichenzunge,

t = Abstand der Zungen-Fahrkante am Drehpunkte von der Fahrkante des geraden Schienenstranges,

σ_1 = Spurerweiterung an der Weichenspitze,

$\frac{tm}{b}$ = Sinus des Winkels, welchen die Maschine mit dem geraden Gleise bildet, wenn sie soweit in die Weiche gefahren ist, dass das Hinterrad an der Weichenspitze sich befindet (ungünstigste Stellung),

so erhält man den seitlichen Spielraum $NA = w_1$ des Querkupplungspunktes (vergl. Fig. 30) zu

$$w_1 = \overline{NA} = \overline{MN} + \overline{AP} - \overline{MP} = (\delta + \sigma_1)\frac{s_1 + c - y}{s'} + \frac{y\,\delta}{s} - (c - y)\,\frac{tm}{b} \quad . \; . \; . \; 20)$$

Für gerade Zungen ist hierin

$$\frac{tm}{b} = \frac{t}{l}.$$

Sodann ist der Spielraum der Spurkränze wieder sehr annähernd

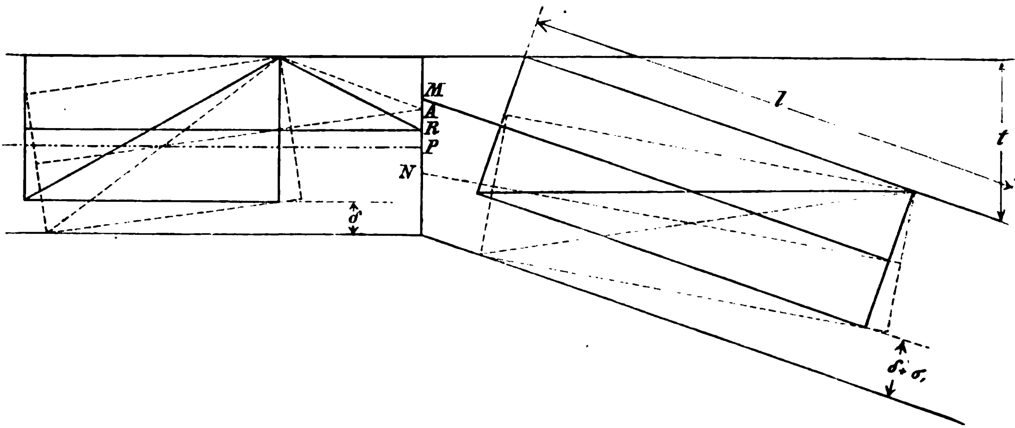
$$\rho_3 = w_1\,\frac{s}{s + 2y} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; 21)$$

für die Tenderräder und

$$\rho_4 = w_1\,\frac{s_1}{s' + 2(c - y)} \quad . \; . \; . \; . \; 22)$$

für die Locomotivräder.

Fig. 30.



Bei Weichen, welche Spurerweiterung an der Zungenspitze haben, kann die ungünstigste Stellung der Maschine auch dann eintreten, wenn beim Einfahren die letzten Räder dort stehen, wo die Spurerweiterung beginnt. Es findet dieses statt, wenn die Entfernung des Anfangspunktes der Spurerweiterung an der Zungenspitze eine verhältnissmässig kleine ist, wie z. B. bei den Weichen der Berlin-Anhalter Bahn.

In der unten folgenden Tabelle sind die nach vorstehenden Gleichungen berechneten Minimal-Spurkranz-Spielräume für eine Anzahl verschiedener neuerer Locomotiven, sowie für verschiedene Weichenconstructionen angegeben.

Die Locomotiven sind folgende:

Tabelle V.

Position	Bezeichnung der Locomotiven	$s =$ m	$s_1 =$ m	$c =$ m	$y =$ m
1	Vierrädrige Locomotive der Oldenburgischen Staatsbahn für gemischten Dienst	3,100	2,450	3,556	1,687
2	Aeltere Personenzuglocomotive der Hannoverschen Staatsbahn (Egestorff)	3,355	3,584	3,290	1,673
3	Schnellzuglocomotive der Hannoverschen Staatsbahn	3,350	4,267	2,950	1,575
4	Schnellzuglocomotive der Köln-Mindener Bahn	3,760	4,800	2,450	1,320
5	Güterzuglocomotive der Köln-Mindener Bahn	3,700	3,296	3,726	1,811
6	Locomotive für gemischten Dienst der Königl. Ostbahn	3,140	4,395	2,433	1,339
7	Güterzuglocomotive der Königl. Ostbahn	3,140	3,375	3,750	1,906

Die in Rechnung gezogenen Weichen sind:

Tabelle VI.

Position	Bezeichnung der Weichen	Ob gerade oder gekrümmte Leitzungen	Effective Länge der Leitzunge mm	Abstand t mm	Spurerweiterung σ_1 mm
1	Weiche der Königl. Ostbahn	gekrümmt	5000	114	14
2	Weiche der Hannoverschen Staatsbahn (ältere Construction)	gerade	5030	115	0
3	Weiche der Köln-Mindener Bahn	gekrümmt	5640	105	0
4	Weiche der Oldenburgischen Staatsbahn	gekrümmt	5000	112	9

Unter Einsetzung der entsprechenden Werthe in die obige Formel für w_1 ergeben sich die folgenden Spielräume:

Tabelle VII.

Position	Benennung der Weiche.	Räder an	1 Oldenburg. gem. Maschine	2 Hannover. Personen-Maschine (Egestorff)	3 Hannover. Schnellzuglocomotive.	4 Köln-Mindener Schnellzuglocomotive.	5 Köln-Mindener Güterzugmaschine	6 Königl. Ostbahn Maschine für gem. Dienst	7 Königl. Ostbahn Güterzugmaschinen
			Kleinster Spurkranz-Spielraum						
1	Weiche der Königl. Ostbahn	Masch.	6,85	4,44	4,34	5,33	3,33	7,09	4,31
		Tender	8,28	4,23	3,68	4,60	3,85	5,73	4,06
2	Weiche der Hannov. Staatsbahn	Masch.	—7,74	—9,14	—8,17	—6,73	—10,63	—5,47	—9,65
		Tender	—9,36	—8,71	—6,92	—5,81	—11,59	—4,42	—9,11
3	Weiche der Köln-Mindener Bahn	Masch.	—0,04	—2,16	—2,40	—2,28	—2,91	—0,65	—2,07
		Tender	—0,05	—2,06	—2,03	—1,97	—3,18	—0,52	—1,95
4	Weiche der Oldenburg. Staatsbahn	Masch.	2,02	—0,56	0,00	1,11	—1,81	2,56	—0,99
		Tender	2,45	—0,54	0,00	1,04	—1,98	2,07	—0,93

Die Tabelle zeigt, dass alle Weichen, welche an der Spitze eine angemessene (nicht zu rasch eintretende) Spurerweiterung haben, wie die vorstehende der Königlichen Ostbahn (auch Niederschlesisch-Märkische, Oberschlesische, Braunschweigische u. s. w.) den quergekuppelten Maschinen verschiedenster Gattung völlig zwangfreien Durchgang gestatten.

Weichen mit Spurerweiterung, deren Anfangspunkt sehr nahe der Zungenspitze liegt, und Weichen, welche ohne Spurerweiterung, aber mit einem sehr spitzen Ablenkungswinkel und kleinem Abstande t um Drehpunkte construirt sind, wie die Köln-Mindener, ergeben für die durchfahrenden Räder geringe negative Spielräume, also unter Umständen keine völlig zwanglose Durchfahrt.

Weichen ohne Spurerweiterung endlich, deren Ablenkungswinkel und Abstand t zugleich verhältnissmässig gross sind, wie die Hannoverschen[18]. (auch Bergisch-Märkischen, Königl. Sächsischen u. s. w.) ergeben für die Spurkränze bei normalen Verhältnissen erhebliche negative Spielräume.

[18]) Die Hannoversche Weiche ist in der letzten Zeit verändert.

zem Radstande in Bezug auf Seitenschwankungen herbeizuführen, und welche Resultate sind damit erzielt?«

ist folgendermaassen beantwortet:

»Bei solchen Locomotiven aller Gattungen, insbesondere bei solchen mit kurzem Radstande, ist es zweckmässig, eine Vorrichtung zwischen Locomotive und Tender anzubringen, welche verhindert, dass beide Fahrzeuge unabhängig von einander in horizontaler Ebene schwanken, und welche zugleich das richtige Einstellen derselben beim Durchfahren von Curven befördern.« —

§ 21. Kupplungssysteme, welche das Befahren von Curven erleichtern sollen. — Ehe zur Beschreibung der vorzugsweise zur Anwendung gekommenen Kupplungsvorrichtungen zwischen Maschine und Tender übergegangen wird, sollen zunächst einige Constructionen besprochen werden, welche namentlich in Curven eine rationellere Uebertragung der Maschinenkraft auf den Tender bezwecken, als solche bei den gewöhnlichen Kupplungen zutrifft.

Wie aus der Fig. 25, p. 672, ersichtlich wird, fällt die Richtung der Hauptkuppelstange NN' bei der mittleren Stellung der Locomotive und des Tenders zur Curve nicht in die Richtungen der Längsachsen beider Fahrzeuge, es resultiren also aus der Kraftübertragung Drehmomente auf die Maschine und den Tender, welche abnehmen, je weiter der Punkt N' nach der verticalen Schwerpunktsachse der Maschine vor- und der Punkt N nach der verticalen Schwerpunktsachse des Tenders zurückrückt und die erst verschwinden, wenn N' und N in diese Achsen fallen.

Während die Hinterwand der Feuerkiste der Locomotive bei Constructionen nach den Figuren 23 und 24, p. 671, die Grenze bildet, bis zu welcher der Kupplungspunkt N' vorgeschoben werden kann, ermöglichen die Constructionen von Polonçeau und von Stradal — namentlich die letztere in einfacher und zweckmässiger Weise —, diesen Punkt weiter nach vorn zu verlegen.

Das in Curven aus der Uebertragung der Zugkraft der Maschine auf den Tender resultirende Drehmoment wirkt aber nicht so schädlich, als vielfach angenommen wird. Die sonst am häufigsten zutreffende und ziemlich ungünstige Stellung der Fahrzeuge in Curven, wie sie in Fig. 26 p. 680, in den ausgezogenen Linien vorgesehen ist, kann bei der Kupplung in einem Punkt O, bei welcher also die Länge der Kuppelstange zu Null wird, gar nicht eintreten. Die Locomotive und der Tender werden vielmehr durch die Kupplung gezwungen, die zur Herabminderung des Widerstandes weit günstigere Stellung nach den punktirten Linien zur Curve anzunehmen.

Aber auch eine beschränkte Länge der Hauptkupplung $\overline{NN'}$ (vergl. Fig. 25, p. 672) hat, wenn auch in engeren Grenzen und in minderem Grade, die gleiche Wirkung wie die obige Kupplung in einem Punkte. Wie aus der Fig. 25, p. 672, ersichtlich wird, zieht die Kupplung den Tender vorn von der äusseren Schiene ab, sie vermindert also hier sowohl die Reibung, als auch die Gefahr einer Entgleisung. Das hintere Plateau der Locomotive wird bei der in der Fig. 25, p. 672, vorgesehenen Stellung ebenfalls durch die Kuppelstange NN' nach der inneren Schiene zugedrängt und so die hier ohnehin — bei der gewöhnlichen Stellung der Fahrzeuge in Curven — schon auftretende Pressung noch mehr vergrössert. Diese Wirkung der Kupplung trifft aber nur so lange zu, als die Richtung der Maschinenlängsachse $D\ C\ N'\ O$ ausserhalb des Kupplungspunktes N vorbeiführt, und verschwindet, sobald die Achse durch den Punkt N läuft, und wird endlich negativ, die Kupplung zieht

Die Verlegung des Angriffspunktes N' der Kuppelstange in die Schwerpunktsachse m der Locomotive bewirkt, dass aus der Uebertragung ihrer Zugkraft auf den Tender nur ein seitlicher Druck auf die Maschine erwächst, welcher alle Räder gleichmässig gegen die innere Curvenschiene drängt, der also der Centrifugalkraft der Locomotive entgegenwirkt. Wird von dieser Seitenkraft in Curven abgesehen, so erfolgt die Bewegung des Fahrzeuges in geraden Strecken und in Curven in ganz derselben Weise, wie bei einer leer fahrenden Tenderlocomotive, die Maschine wird also namentlich in geraden Strecken weit heftiger schlängeln, als wenn sie in der üblicheren Weise mit dem Tender verbunden wird. Die Beseitigung dieses Uebelstandes gelingt nur durch eine rationelle Querkupplung von Maschine und Tender, die also die Vortheile der Stradal-Kupplung zur vollen Geltung bringt.

Die Anordnung der Kupplung von Polonceau stellt die Fig. 2 auf Taf. XXXVI dar. Etwas vor der Mittelachse sind an den Rahmen der Locomotive zwei Scharniere cc befestigt, welche mit zwei Zugstangen in horizontaler Richtung beweglich verbunden sind. Diese Stangen aa sind je an ihrem anderen (hinteren) Ende mit einem in horizontaler Ebene schwingenden Querbalancier B vereinigt, der hinter dem Feuerkasten unter dem Führerstande angeordnet ist. Die Mitte dieses Balanciers ist mit dem Kupplungsringe, sowie mit dem senkrechten Kupplungsbolzen in Verbindung gebracht, welcher letztere durch eine Oeffnung in der Plattform des Führers herausgezogen werden kann, während in dem erwähnten Ringe das vordere Glied einer gewöhnlichen Schraubenkupplung hängt. Diese Schraubenkupplung verbindet die Maschine mit dem vorderen Tenderkupplungshaken, der seinerseits, behufs Erzielung eines elastischen Zuges, an eine liegende Blattfeder angeschlossen ist.

Die Bufferflächen gg werden durch obige Blattfeder gegeneinander gepresst und bilden die Mantelflächen eines verticalen Cylinders, dessen Längsachse mit der normalen Schwerpunktsachse der Maschine zusammenfällt. Diese Bufferanordnung bildet eine wirksame Querabsteifung von Maschine und Tender, die der Einstellung beider Fahrzeuge in Curven nicht hinderlich ist, und, mit Ausnahme der Schwingungen um die normale Schwerpunktsachse der Locomotive, alle seitlichen relativen Bewegungen der einander gegenüber liegenden Plattformen von Maschine und Tender ausschliesst, so lange die betreffenden Flächen fest voreinander liegen. Die Pressung zwischen diesen Bufferflächen ist der Differenz der normalen Spannung der horizontalen Feder und der auf den Tender übertragenen Zugkraft gleich. Diesem Drucke aber proportional, der namentlich in Gefällestrecken sehr erheblich werden kann, wächst die Reibung zwischen den Bufferflächen bei den verticalen Schwankungen von Locomotive und Tender, woraus sehr erhebliche und oft gefährliche Ent- und Belastungen der Locomotiv- und Tenderachsen erwachsen können.

Stradal beseitigt das Drehmoment, welches durch den seitlichen Druck der Kuppelstange auf den Kupplungsbolzen N der Fig. 25, p. 672, entsteht, für die Locomotive, indem er diesen Kupplungspunkt seitlich verschiebbar anordnet. Wirkt dieser Verschiebung kein Hinderniss entgegen, so wird sich die Kuppelstange NN' in die Richtung Nm' einstellen, da man sich in der Schwerpunktsachse m' die ganze Zugkraft der Locomotive vereinigt denken kann; die Wirkung der Kupplung ist also die gleiche, als wenn man sich den Kupplungspunkt N' nach m' verlegt denkt.

Die gewöhnliche Anordnung der Stradal'schen Kupplung wird durch die Fig. 1 u. 1ª der Taf. XXXVI dargestellt. Die Kupplungsstange A, welche mit dem Ende a wie gewöhnlich am Tender befestigt ist, endigt an der der Maschine zugewandten Seite in einen T-förmigen Kopf b. Die beiden Seiten dieses Kopfes b sind abgedreht und

Besser als durch einen einfachen Bolzen, welcher direct zur Befestigung der Kuppelstange dient und durch die Augen *o o'* der beschriebenen Anordnung gesteckt wird, erfolgt diese Verbindung der Kuppelstange mit der Maschine und dem Tender unter Anwendung von Universalgelenken, welche eine leichtere Verstellung beider Fahrzeuge auch in der verticalen Richtung hin gestatten. Will man solche Universalgelenke oder Kugelzapfen an Stelle einfacher Bolzen nicht anwenden, so muss mindestens für eine nicht zu gering bemessene Ausweitung der Augen der Kuppelstange nach oben und unten hin gesorgt werden, damit auch die verticalen Bewegungen ohne ein Klemmen der Befestigungsbolzen erfolgen können. Häufig und besonders dann zweckmässig, wenn die Kupplungen nicht durch Anwendungen von Federn gespannt erhalten werden, treten den Patentkupplungen der Wagen nachgebildete Schraubenkupplungen, die auch ohne Anwendung von Federn eine feste Verbindung gestatten, an Stelle der einfachen Kuppelstangen.

§ 23. Beschreibung der gebräuchlichsten Querkupplungsanordnungen. — Die für die letzte Stuttgarter Versammlung der dem Vereine deutscher Eisenbahnverwaltungen angehörenden Techniker aufgeworfene Frage nach den in Anwendung befindlichen Vorrichtungen zwischen Maschine und Tender, welche die Herbeiführung eines ruhigen Ganges der Locomotiven mit kurzem Radstande bezwecken, ist von 48 Verwaltungen beantwortet, von welchen 14 keine besondere Vorrichtung angewendet bezw. keine Erfahrungen gesammelt haben und zum Theil die gewöhnlichen Spannbuffer (*B* und *B* der Fig. 24, p. 671, nebst den Bufferplatten *P* und *P'*) für eine ausreichende Sicherung gegen Seitenschwankungen halten. Von den übrigen 34 Verwaltungen sind nach den über obige Versammlung vorliegenden Referaten folgende Vorrichtungen zum Schutze gegen Seitenschwankungen ausgeführt

1) System Behne-Kool,
2) - Stradál,
3) - Engerth,
4) - Polonceau,
5) - Haswell,
6) - Wolff,
7) - Pohlmeyer,
8) die steife Dreieckskupplung,
9) ein central unter dem Führerstande angebrachter Stempel mit verticalflachem oder halbcylindrischem Kopfe, welcher durch eine Spiralfeder in eine entsprechende Pfanne gedrückt wird,
10) die gewöhnlichen Spannbuffer unter Anwendung ebenfalls halbcylindrischer verticaler Köpfe in ebensolchen Führungen,
11) der Tilp'sche Apparat.

Von diesen Vorrichtungen sind die von Stradal und von Polonceau bereits beschrieben und brauchen daher hier nicht näher erörtert zu werden.

Der Stradal'sche Apparat gehört eigentlich nicht mit in obige Tabelle, da derselbe allein das Befahren von Curven erleichtern soll, und überdies die Horizontalschwankungen der Locomotive eher befördert als vermindert. Der gleiche Fall tritt bei der Kupplung von Polonceau ein, wenn bei dieser nicht auch zugleich die eigenthümliche Bufferanordnung berücksichtigt wird, welche mit der Kupplung selbst nichts zu thun hat.

Alle die übrigen neun Querkupplungsanordnungen erfüllen ihren Zweck — die Verminderung der Seitenschwankungen von Locomotive und Tender — namentlich für

winklig zur Lage der Maschinenlängsachse, zwischen den die Maschine hinten umfassenden Tenderrahmen und dem Maschinengestell angebracht sind, bis zu einem gewissen Grade aufgehoben.

Diese Buffer wirken genau in derselben Weise, wie die sich gegen Federn stützenden Spannketten von Pohlmeyer, es sind also auch hier dieselben Bedingungen für ein gutes Functioniren der Anordnung maassgebend wie dort. Diese Bedingungen bestehen zunächst in einer straffen Anspannung der Buffer, die bei einer nur geringen Bewegung dieser stark variiren muss, weil nur die Differenzen der beiden Bufferspannungen für die Verhinderung der relativen gegenseitigen Seitenbewegungen zur Wirkung kommen. Ausserdem muss aber auch, damit die Einstellung der beiden Fahrzeuge (von Locomotive und Tender) in Curven möglichst ungehindert durch die Buffer erfolgen kann, die Richtung der beiden Bufferachsen möglichst nahe an dem berechneten Querkupplungspunkte vorbeigehen. Die Anordnung bei den Behne-Kool-Maschinen steht dadurch hinter der Pohlmeyer'schen zurück, dass die Reibung der Bufferköpfe *B* mit ihren Bufferplatten die relativen verticalen Bewegungen von Maschine und Tender behindert, also Variationen der Achsbelastungen zur Folge hat. Die Art der Unterstützung des Maschinenhintertheils durch den Tender mit den betreffenden Universalgelenk-Hängeeisen *C* ist aus der Fig. 4, Taf. XXXVI, ersichtlich.

Die unter 10 aufgeführte Querkupplung mit Hülfe der gewöhnlichen Spannbuffer unter Anwendung halbcylindrischer verticaler Köpfe mit ebensolchen Führungen dürfte bislang am häufigsten zur Anwendung gekommen sein. Bei dieser durch Fig. 2, Taf. XXXVII, dargestellten Anordnung, welche sich von der in den Fig. 23 und 24, p. 671, angegebenen nahezu nur durch die abweichende Form der Bufferköpfe und Platten unterscheidet, liegt der Querkupplungspunkt in der Mitte der Linie, welche man sich durch die beiden Mittelpunkte für die runden Bufferköpfe gezogen denken kann. Für die richtige Einstellung der beiden Maschinen und der beiden Tenderendachsen in Curven ist wieder die früher mit z bezeichnete Entfernung dieses Querkupplungspunktes von dem nach unsrer Formel 5) berechneten Punkte maassgebend. Da dieses Maass z für Güterzuglocomotiven grösser auszufallen pflegt als für Personenzugmaschinen, so ist die Kupplung für erstere weniger zu empfehlen als für letztere.

Um einen Anhaltspunkt zur Beurtheilung der Grösse dieser Verschiebung für verschiedene Locomotiven und Curven zu gewinnen, soll die Entfernung der vorderen Tenderachse von der obigen, durch die Bufferköpfe gezogenen Linie für die Maschinen der Tabelle V. überall zu 1250 mm angenommen werden. Es berechnet sich dann z in Millimetern zu $z = y - 1250$. Die Zahlen der folgenden Tabelle VIII. für die seitliche Verschiebung f der Maschinen- und Tenderachsen sind sowohl nach der Annäherungsformel 16ª)

$$f = 5{,}2 \cdot \frac{z}{r}$$

als auch nach den genaueren Zahlen für u der letzten Columne der Tabelle III.

$$f = \frac{z}{u} \cdot \frac{180}{r}$$

berechnet.

relativen seitlichen Verschiebungen von Locomotive und Tender in geraden Strecken genügend zu verhindern, sie genügt aber nicht zur Erzeugung von Pressungen der Spurkränze mit den Schienen, welche der Betriebssicherheit gefährlich werden können.

Die Spannung der Feder *F* kann mit Hülfe der Mutter *M'* leicht regulirt werden. Die Mutter *M* dient zur Begrenzung des Spiels der Feder, welche letztere sie bei der grösstmöglichen Bewegung des Buffers *B* nach hinten immer noch etwas gespannt erhält; ausserdem verhindert sie die Auslösung der Verlängerung *b* der Bufferstange aus ihrer Führung bei einer Abkupplung des Tenders von der Maschine. Während die Feder *F* zugleich den Nebenzweck erfüllt, die Kuppelstange *K* mit ihren Befestigungsbolzen gespannt zu erhalten, leidet der Apparat an den beiden Uebelständen, dass sich unter dem Einflusse der Reibung zwischen dem Bufferkopfe und der Bufferplatte *P* nicht nur bei verticalen Verschiebungen die Achsbelastungen ändern, sondern dass auch alle seitlichen Verschiebungen von Pressungen der Spurkränze mit den Schienen begleitet sind, die, wenn sie auch nicht direct gefährlich werden, so doch auf Kosten der Unterhaltung der Räder und Schienen erfolgen und die Zugkraft vergrössern.

Der Tilp'sche Apparat unterscheidet sich von dem vorhergehenden sehr wesentlich zu seinem Vortheile durch die Art und Weise, wie in Curven die seitlichen Verschiebungen des Tenders mit der Maschine ermöglicht sind, ohne dass die Verschiebungen Pressungen der Spurkränze mit den Schienen im Gefolge haben. Bei der durch die Fig. 3 bis 9, Taf. XXXV, dargestellten Kupplung dient, wie bei der vorigen Anordnung, ein centraler prismatischer Buffer *b* mit im Querschnitte keilförmiger Gestalt, welcher durch die Spiralfeder *d* in die Keilnuth *c* der Locomotive gedrückt wird, zur Absteifung von Locomotive und Tender. Die Eigenthümlichkeit des Apparates beruht in der Anwendung eines Hebelwerkes *e e'*, welches bei der Einstellung der Fahrzeuge in Curven durch den inneren der beiden Stossbuffer *g* zurückgedrückt wird. Mit diesen Hebeln *e* und *e'* aber, die an den beiden Tenderrahmen ihre festen Drehpunkte haben, wird zugleich die Spiralfeder *d* und der mit dieser verbundene Centralbuffer *b* zurückgedrückt, der sich demzufolge von der Keilnuth *c* der Locomotive loslöst und dadurch die richtige Einstellung der Maschine und des Tenders in Curven gestattet. Damit bei so gelöster Querverbindung, Fig. 7 bis 9, Taf. XXXV, in Curven die Mittelstellungen der Achsen wenigstens nach einer Richtung hin gewahrt bleiben, hat Tilp der Keilnuth eine solche Form gegeben, dass in jeder Curve (mit constantem Radius) bei diesen Mittelstellungen die innere Seite des centralen Buffers mit der inneren Seite der Keilnuth in Berührung bleibt. In unseren Figuren bezeichnen noch *f* und *f'* Gussstücke, welche an dem Tender und an der Maschine befestigt sind und die sowohl dem centralen, als auch den beiden Seitenbuffern zur Führung, und dem die Keilnuth *c* enthaltenden Theile zur Befestigung dienen. Der Querkupplungsapparat ist unabhängig von der Hauptkupplung *a*, von constanter Lage und unterhalb dieser angebracht.

Der Tilp'sche Apparat erfüllt seinen Zweck, die Querabsteifung des Maschinen- und Tender-Plateaus, vollkommen in geraden Gleisstrecken, er behindert aber diese Schwankungen nur bis zu einer gewissen Grenze in Curven. Berücksichtigt man, dass die nicht mit Querkupplungen ausgerüsteten Fahrzeuge sich in Curven mit der Vorderachse gegen den äusseren, und mit der Hinterachse gegen den inneren Schienenstrang zu legen pflegen, dass die Stellung des gelösten Keiles (vergl. die Fig. 8 und 9, Taf. XXXV) der Verschiebung der Achsen aus ihren Mittellagen zum Gleise nach diesen Richtungen hin aber kein Hinderniss entgegensetzt, so wird ersichtlich,

$$\frac{L}{2} = m - n$$

ist, so erhält man zur Bestimmung der Formen der Seitenflügel die beiden Formeln

$$u = \frac{m(m-n)}{n} \cdot \frac{s + s' + 2c}{4r} \quad \ldots \quad 23)$$

und

$$v = z \cdot \frac{s + s' + 2c}{2r} \quad \ldots \ldots \quad 24)$$

und daraus

$$\frac{v}{u} = \frac{2Z \cdot n}{m(m-n)} = \text{Constante} \quad \ldots \quad 25)$$

da die Werthe von Z, m und n allein von der Construction der Maschine abhängen.

Wird n gleich $\frac{m}{2}$ gesetzt, wirken also die Seitenbuffer auf die Mitten der Hebel e, so geht die letzte Formel in

$$\frac{u}{v} = \frac{2Z}{m}$$

über, in welcher Z der Entfernung der Keilnuth von dem nach unsrer früheren Formel (Formel 5)

$$y = \frac{c(s' + c)}{s + s' + 2c}$$

berechneten richtigen Querkupplungspunkte entspricht.

Werden die Seitenflächen des Centralbuffers und der Keilnuth gerade angeordnet, so bezeichnet $\frac{u}{v}$ die Tangente des Winkels ω, unter welchem die Verlängerungen dieser Flächen sich schneiden; der Winkel ω ergiebt sich daher aus der Beziehung

$$\operatorname{tg} \frac{\omega}{2} = \frac{u}{v} = \frac{2z}{m}$$

$$\text{zu } \omega = 2 \cdot \text{arc.} \cdot \operatorname{tg} \cdot \frac{2z}{m}$$

für z gleich Null, wenn also die Keilnuth mit dem nach der Formel 5) berechneten Querkupplungspunkte zusammenfällt, findet keine seitliche Verschiebung des Tenders gegen die Maschine statt, es wird daher der Winkel ω zu Null, und fallen die Begrenzungsflächen der Keilnuth zu einander parallel aus.

Bei der Bestimmung des Winkels ω ist keine Rücksicht auf den Umstand genommen, dass durch die Schrägstellung von Locomotive und Tender in Curven die vorher parallelen Flächen des Centralbuffers und der Keilnuth nicht mehr parallel bleiben. Da sich diese Schrägstellung umsomehr fühlbar macht,[21]) je kleiner der Radius der Curve ist, in welcher sich die Fahrzeuge bewegen, und da ferner das Maass u, um welches der Centralbuffer aus der Keilnuth zurückweicht, nach der Formel 23) mit abnehmendem Curvenradius r wächst, so erscheint eine allmähliche

---

[21]) Die relative Abweichung von der ursprünglichen Richtung der zusammengehörigen Seitenflächen des Centralbuffers und der Keilnuth ist gleich dem Winkel unsrer Fig. 25, p. 672, welcher mit der Formel 1) nach der identischen Formel $\operatorname{tg} \alpha = \frac{s + s' + 2c}{2r}$ leicht ermittelt werden kann.

Maschine wird. Die in den Fig. 8 und 9, Taf. XXXIV, im Auf- und Grundrisse dargestellte Kupplung zwischen Maschine und Tender, welche an der im Jahre 1873 in Wien ausgestellten Locomotive der Oesterreichischen Staatsbahn (Haswell Nr. 1244) in Ausführung gebracht war, bewirkt selbstthätig zugleich die Querversteifung und ist durchaus von der Anordnung bei Behne und Kool verschieden. Die Kupplung erfolgt durch den Kugelzapfen *c*, welcher sowohl mit der Maschine, als auch durch die beiden, die Feuerkiste seitlich umfassenden Tenderrahmen mit dem Tender selbst fest verbunden ist, und der so alle seitlichen relativen Bewegungen der Locomotive und des Tenders in dem gemeinschaftlichen Verbindungspunkte beider ausschliesst.

Die Feuerkiste ruht durch die Stützen *n n* auf der Oberkante der Tenderrahmen *A* und durch diese auf der vorderen Tenderachse *a*, die Verbindung ist jedoch so eingerichtet, dass sie bei ihrer Einstellung in Curven die aus der Drehung beider Fahrzeuge um den Punkt *c* bei *n* resultirende seitliche Verschiebung zulässt.

Die beschriebene Anordnung gestattet die Verstellung sowohl der Locomotive, als auch des Tenders um den festen Kupplungspunkt *c*, und ferner die mittlere Einstellung beider Fahrzeuge zu allen Curven mit constanten Krümmungen, wenn der Punkt *c* die in der Formel 5) berechnete Lage hat. Die Kupplung bleibt dabei ohne Einfluss auf die Achsbelastungen, sobald der Zapfen bei *c* in verticaler Richtung verschiebbar angeordnet wird. Wenn trotzdem die Lastvertheilung auf die Maschinen- und Tenderachsen bei der gezeichneten Anordnung wechselt, so beruht der Grund hierfür keineswegs in der Kupplung, sondern in der Art der Unterstützung der Feuerkiste durch die Tenderrahmen, welche beide Fahrzeuge in gewissem Sinne zu einem einzigen vereinigen.

Die obige Engerth-Kupplung ist später mit günstigem Erfolge auch auf Maschinen mit gewöhnlichen Schlepptendern übertragen und auf der Oesterreichischen Staatsbahn zur Anwendung gekommen. Die Ausführung der modificirten Engerth-Kupplung ist aus der Fig 10, Taf. XXXV, ersichtlich. Die Kuppelstange *B* ist mit dem Tender durch Schrauben fest verbunden, so dass sie in gewissem Sinne die Verlängerung des Tenderplateaus bildet. Der Kuppelbolzen *A*, welcher möglichst weit nach vorn gerückt ist, besteht nebst den beiden seinen kugelförmigen Theil umschliessenden Lagerschaalen *a* aus Stahl; letztere werden durch besondere Schrauben zusammengehalten. Um relative verticale Verschiebungen von Maschine und Tender zu ermöglichen, liegen die Lagerschaalen *a* in den Führungen *d*, welche selbst fest mit der Kuppelstange *B* verbunden sind. Die im Kuppelkasten der Maschine angebrachte Oeffnung *N* bezweckt die Ermöglichung geringer Seitenverschiebungen des Tenders mittelst eines eingeführten Hebels, wenn sich in Curven oder in mangelhaft liegenden Nebengleisen bei dem An- oder Abkuppeln des Tenders der Bolzen *A* klemmen sollte.

Die Kupplung *A* erfüllt ihren Zweck — die Verminderung der schlängelnden Bewegungen — in durchaus befriedigender Weise und führt auch, bei richtiger Lage des Kuppelbolzens *A*, die allerdings bei den obigen Maschinen nicht überall erreicht ist, beide Fahrzeuge richtig durch Curven; sie leidet dagegen mit der folgenden Dreieckskupplung an dem Uebelstande, dass der Winkel, unter welchem in Curven die Zugkraft der Maschine auf den Tender übertragen wird, ein grösserer wird als bei den bisher beschriebenen Anordnungen. Mit diesem Winkel wächst aber auch das Drehmoment, dessen Beseitigung der Hauptzweck der Constructionen von Polonceau und von Stradal war. Ausserdem ist aber auch die Lage des Bolzens *A*, wenn die mittlere Stellung der Achsen in Curven gewahrt bleiben soll, bei dieser und der

Grade gewahrt ist. Diese Verbindungen werden durch die Feder *F* gespannt erhalten, welche sich in ihrer Mitte gegen den Balancier *C* und durch diesen und die Hängeeisen *h* gegen den mit dem Tender verschraubten Tenderzugkasten stützt. Die beiden Flügel der Feder *T* drücken in aus der Figur leicht erkennbarer Weise durch die Gelenkstücke *h'* auf die Buffer *P* und durch diese auf die Maschine und suchen Maschine und Tender von einander zu entfernen. Ein Nachspannen oder Lösen der Feder *T* geschieht durch Drehung der mit der Schraube *s* verbundenen Mutter *m*.

Die Anordnung der Feder *T* gewährt in vorliegendem Falle allerdings den Vortheil, dass sie die Verbindung des Tenders mit der Maschine gespannt erhält, die Buffer erschweren aber zugleich die relativen verticalen und horizontalen Verschiebungen beider Fahrzeuge und verursachen dadurch nach der ersten Richtung hin schädliche Variationen der Achsbelastungen, während sie die durch die Dreieckskupplung bewirkte richtige Einstellung in die Curven nur erschweren können. Die Kraftübertragung der Feder unter Anwendung von Buffern auf die Maschine darf aus diesen Gründen als eine rationelle nicht bezeichnet werden. Der Zweck der Anordnung würde sich offenbar in gleich vollkommener Weise, aber ohne die nachtheiligen Nebenwirkungen erreichen lassen, wenn die Gelenkstücke *h'*, statt auf die Buffer *P*, direct auf die Maschine drückten, mit der sie durch Scharniere zu verbinden wären. —

Wolff hat die auch den Dreieckskupplungen noch anhaftenden Uebelstände dadurch beseitigt, dass er den Querkupplungsmechanismus von dem eigentlichen Kupplungsapparate getrennt hat.

Die Uebelstände der Dreieckskupplungen bestanden darin, dass man in der Wahl des Kupplungspunktes mit der Maschine nicht frei war, weil dessen Entfernung von der Tendervorderachse ja eine Function von den Maschinen- und Tenderradständen bilden soll, und dass überdies der Winkel, unter welchem die Kraftübertragung auf den Tender in Curven erfolgt, weit grösser ausfällt als bei einer in horizontaler Ebene um beide Kupplungsbolzen beweglichen Kuppelstange.

Beide Uebelstände fallen bei der Anordnung von Wolff vollständig dadurch fort, dass die Querkupplung die eigentliche Kupplung gar nicht berührt, dass die Construction der Hauptkupplung also für die Querverbindung der Locomotive mit dem Tender gleichgültig ist, wofern nur durch sie die normale Entfernung beider Fahrzeuge sicher gewahrt bleibt.

Wolff hat (vergl. Fig. 7 und 8, Taf. XXXVI) den Querkupplungsapparat unter die Hauptkupplung *B* verlegt. Die Querkupplung wird dadurch bewirkt, dass der in der Tendermittellinie und der Mittellinie der Locomotive liegende Punkt *A*, dessen Entfernung von der Tendervorderachse nach unserer Formel Nr. 5) bemessen wurde, nach beiden Seiten hin unverschiebbar mit der Maschine durch die Stangen *a a* und desgleichen unverschiebbar mit dem Tender durch die Stangen *b b* und *C* verbunden ist. Bei unelastischer Hauptkupplung zwingt hierdurch die Anordnung die Maschine und den Tender, sich überall so zu bewegen, dass ihre Mittellinien sich in dem Punkte *A* schneiden, sie führt demnach beide Fahrzeuge in vollkommenster Weise durch alle Curven mit constanten Radien.

Die Querstangen *a*, welche den Punkt *A* gegen die Locomotive nur nach den Querrichtungen hin absteifen, sind in keiner Weise geeignet, Zugkräfte der Maschine auf den Querkupplungspunkt *A* und so auf den Tender zu übertragen, während gleichzeitig das um seine Grundlinie drehbare Stangendreieck — die zur Durchführung der Stangen *b* durch die Knaggen *k* angebrachten Löcher sind zu diesem Zwecke

entsprechend ausgeweitet — die erforderliche Nachgiebigkeit gegen Verticalbewegungen der vorderen Spitze bietet.

Es wird aus dieser Anordnung ersichtlich, dass die Querkupplung nur nach der Querrichtung Kräfte der Locomotive auf den Tender übertragen kann, also keine Zugkraft, welche allein von der Zugkupplung aufgenommen wird. Hierdurch unterscheidet sie sich wesentlich von den Zugkupplungen in einem Punkte — von der Engerth'schen und von der Dreieckskupplung.

Die Fixirung des theoretischen Drehpunktes A für die Querkupplung ist mit Schwierigkeiten verbunden, wenn er, was namentlich bei manchen Güterzuglocomotiven der Fall ist, innerhalb der Feuerkiste liegt. Die Anordnung der Querkupplung kann, wenn man nicht vorzieht, die Nachtheile eines nur geringen Fehlers mit in Kauf zu nehmen, in einem solchen Falle so getroffen werden, wie es die Fig. 9, Taf. XXXVI, veranschaulicht.

Es sind durch Stangendreiecke am Tender die gegen den Tender festen Punkte B und C — thunlichst nahe der Feuerkiste — gebildet, welche wieder mit den Rahmen der Locomotive durch die horizontalen Ketten BD und CE in Verbindung gebracht wurden. Diese Ketten erhalten eine solche Richtung, dass ihre Verlängerungen in dem theoretischen Drehpunkte A sich schneiden.

Es ist leicht ersichtlich, dass diese Verbindung innerhalb aller in der Praxis vorkommender Grenzen nicht nur die Drehung des Tenders um den Punkt A, sondern auch die der Maschine um den gleichen Punkt zulässt.

Bei der Einstellung der Locomotive in eine Curve resultiren aus ihrer Verdrehung um den Punkt A nur geringe Differenzen der Entfernungen von A über B und C nach E und D und von A über B und C nach E' und D', welche kaum merkliche seitliche Verschiebungen des Punktes A zur Folge haben können. Die Anwendung von Ketten oder auch von Stangen mit länglichen, an Stelle von Stangen mit runden Löchern zur Absteifung der Punkte B und C mit der Locomotive hat den Zweck, jede Uebertragung von Zugkraft auf den Tender durch die Querkupplung auszuschliessen, wenn sich die Hauptkuppelstange mit der Zeit ausarbeiten und dadurch die Entfernung des Tenders von der Maschine ändern sollte.

§ 24. Zusammenstellung der gewonnenen Resultate. — Die Untersuchungen über die Nothkupplungen zwischen Locomotive und Tender ergaben, dass der Nutzen dieser Apparate ein sehr geringer ist, dass die Nothkupplungen aber leicht gefährlich werden können, wenn die Ausweitungen der Augen entweder von vorn herein zu knapp bemessen wurden, oder wenn sich die Hauptkupplung aus irgend welchen Gründen verbiegt und dadurch verkürzt. Die Gefahr einer Entgleisung wird in jedem Falle vermindert, wenn die Nothkupplungen recht nahe nebeneinander liegen.

Die Anordnung eines elastischen Anzuges für die Hauptkupplung erscheint als unzweckmässig, weil sich durch die nicht gleichzeitige Ingangsetzung beider Fahrzeuge der Stoss auf den Kupplungsapparat, sobald die Feder nicht hinreichend kräftig ist, ihn allein zu verarbeiten, verstärkt.

Rationeller als Vermittlung eines sanften Anzuges wirkt eine Feder zum Auffangen eines Stosses, wenn durch irgend welche Umstände Locomotive und Tender gegen einander gedrängt werden. Dergleichen Federn schliessen aber manche und zwar gerade die besseren Querkupplungsvorrichtungen zwischen Maschine und Tender aus und beeinflussen ausserdem in nachtheiliger Weise die Lastvertheilung auf die einzelnen Achsen beider Fahrzeuge, wenn sie die gewöhnliche Einrichtung haben, bei welcher vor Platten drückende Buffer beide Fahrzeuge von einander zu entfernen

bestrebt sind. In der Verwerthung der unter dem Drucke der obigen Feder auftretenden Reibung der Buffer mit den Bufferplatten beruht aber gerade die älteste und verbreitetste Methode zur Herabminderung von Seitenschwankungen von Locomotive und Tender, die demnach, weil die Reibung auch die verticalen Verschiebungen erschwert, stets von dem Uebelstande wechselnder Achsbelastungen begleitet ist.

Die vorige Anordnung wird verbessert, indem man durch die Form der Buffer die seitlichen Bewegungen erschwert oder gänzlich beseitigt, trotzdem erscheint auch die Construction nur dort als zweckmässig, wo der Schnittpunkt der Längsachsen von Maschine und Tender, wenn die betreffenden Endachsen ihre mittleren Stellungen in Curven einnehmen, ganz oder doch nahezu in der Ebene der Bufferplatten liegt. Diese Bedingung trifft am ehesten für die Personenzuglocomotiven mit unter dem Führerstande liegender Hinterachse zu, während sie umsoweniger erfüllt wird, je länger der über die Hinterachse hinausragende Theil der Locomotive ausfällt.

Die Achsverschiebungen aus ihren Mittellagen zum Gleise, welche aus der Nichterfüllung obiger Bedingungen erwachsen, sind meist in Curven mit constanten Radien nicht so bedeutend, dass sie bei den in Deutschland üblichen Gleiserweiterungen ein Anstreifen der Spurkränze an den Schienen veranlassen. Diese Verschiebung kann aber bei der Einfahrt in Curven oder bei dem Passiren von Weichen recht wohl die hier auch bei richtiger Lage der Bufferebene ohnehin schon verminderten Spielräume soweit reduciren, dass sie ein zwangsweises Befahren dieser Strecken, bei welchem also die Schienen und die Rahmen der Fahrzeuge sich durchbiegen müssen, veranlassen.

Der Apparat von Tilp vermeidet diesen Uebelstand dadurch, dass sich der Buffer in Curven aus seiner Führung auslöst; durch diese Einrichtung geht aber nicht nur ein Theil der Wirksamkeit des Apparates in Curven verloren, sondern der Auslösungsmechanismus übt, indem er in Function tritt, Drehmomente auf die Locomotive und den Tender aus, welche stets nachtheilig sind und unter Umständen gefährlich werden können.

Polonceau und Stradal vermeiden das aus der Kraftübertragung auf den Tender in Curven auftretende Drehmoment bezüglich der Locomotive dadurch, dass sie den Kupplungspunkt für die Maschine deren verticaler Schwerpunktsachse möglichst nahe legen. Eine derartige Anordnung kann aber dem Schlängeln der Locomotive nur Vorschub leisten und ist daher nur dort zu empfehlen, wo ein ruhiger Gang durch andere Mittel — durch eine zweckmässige Querkupplung — bereits in ausreichender Weise erzielt ist.

Das aus der Zugübertragung resultirende Drehmoment wirkt aber nicht unter allen Umständen schädlich, sondern kann sogar einen sehr nützlichen Einfluss auf die Stellung der Achsen in Curven ausüben, wenn die Verlängerung der Mittellinie der Locomotive an der Innenseite der Curve neben dem Tenderkupplungspunkte vorbeiführt. Damit letztere Bedingung bald eintritt, ist es rathsam, den Tenderkupplungspunkt möglichst nahe der Locomotive anzubringen.

Die Engerth'sche und die Dreieckskupplung bewirken, wenn die verticale Beweglichkeit gewahrt wird, eine gute Querverbindung der Locomotive und des Tenders, ohne zugleich die Achsbelastungen zu beeinflussen, sie sind daher wenigstens in dieser Beziehung rationeller, als die entsprechenden Anordnungen mit Hülfe von Spannbuffern. Der mittleren Einstellung der Achsen in Curven wird dabei Vorschub geleistet, wenn der Kupplungspunkt der Maschine richtig liegt. Als Uebelstände beider Kupplungsanordnungen sind die nicht freie Wahl dieses Kupplungspunktes

Ueber Kuppelungen zwischen Locomotive und Tender mittelst Federung für Zug und Stoss. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 68.

Reichenberger's Sicherheitskuppelung für Locomotive und Tender. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 169.

Stradal's, R., Neue patentirte Kupplung zwischen Locomotive und Tender zum Befahren scharfer Curven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 221 und 1867, p. 85.

Tilp's, Em., Sicherheitsvorrichtung gegen das Schlingern von Locomotive und Tender, oder von gekuppelten Fahrzeugen überhaupt. Mit Abbild. Organ 1875 p. 196, und 1877 p. 57.

Tilp, Em., Kupplungen von Borries, Wilfert, Polonceau. Organ für Eisenbahnwesen 1877 p. 154.

Tilp, E., Ueber die Tilp'sche Sicherheitsvorrichtung gegen das Schlingern. Organ 1876 p. 114.

Tilp, E., Die Sicherung der Locomotiv-Bewegung. Organ 1876 p. 147.

Versuche mit dem Tilp'schen Apparat gegen das Schlingern. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1876 p. 23.

Watzka, J. Beschreibung der Vorrichtung gegen die Schlingerbewegung der Eisenbahn-Fahrzeuge. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1879 p. 76.

Zugbolzen zur Verbindung mit dem Tender bei Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864 p. 170.

c. Bahnräumer, Kuhfänger etc.

Eiskratzvorrichtung an den Locomotiven von J. Meyer in Mülhausen. Organ für Eisenbahnwesen 1848, p. 5.

Schienenreiniger bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 207.

Kleine Schneeschuhe von den Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 153.

Slávy, Ernest, Neuartige Schneepflugs-Armatur für Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1881, p. 148.

XI. Capitel.

Ueber Triebachsen, Kurbelachsen, Radsterne, Kurbel- und Kuppelstangen.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,
weil. Civilingenieur in Hannover.

Für die zweite Auflage umgearbeitet von
Conr. Krauss,
Ingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel XXXVIII und XXXIX.)

A. Von den Trieb- und Kuppelachsen der Locomotiven.

§ 1. Zahl und Vertheilung der Achsen. — Die Zahl der Achsen, mit welcher eine Locomotive ausgerüstet wird, ist zunächst von der Totallast des dienstfähigen Motors abhängig, indem man bei Wahl der Construction von dem Grundsatze ausgehen muss, dass eine bestimmte Belastung pro Achse resp. Rad nicht überschritten werden dürfe. Wenn dagegen geltend gemacht wird, dass die Achsen in beliebig stärkeren Dimensionen angewandt werden könnten, um die Belastung, unter Beibehaltung der gewöhnlichen Betriebssicherheit, entsprechend steigern zu dürfen, so steht andrerseits einem derartigen Vorgehen die Construction des Oberbaues entgegen, und es wird in der That wohl schwerlich Jemandem einfallen, zu Gunsten einer Locomotivconstruction mit wenigen, aber übermässig belasteten Achsen, die Baukosten einer ganzen Eisenbahn zu steigern. Insbesondere auch müsste diese Anforderung für die Construction sämmtlicher Eisenbrücken von schwer wiegender Bedeutung werden, da deren Dimensionen bekanntlich nach der Maximalbelastung des Locomotivrades und dem kleinsten Radstande in erster Linie zu bemessen sind. Nach dem Gewicht der Traversen aber und deren erforderliche Entfernung, d. h. Anzahl, richtet sich die Construction wie das Gewicht der Hauptträger einer Brücke, mithin auch das der laufenden Längeneinheit des Objectes und darnach wiederum der Preis.

Das heute feststehende Maximum der Achsenbelastung beträgt ca. 14 Tonnen (1 Tonne = 2240 ℔ oder rund 20 Zoll-Ctr.) und selbst dies wird in der Praxis selten angewandt. Das äusserste noch zulässige Dienstgewicht einer zweiachsigen Locomotive wird demnach nicht grösser als 28 Tonnen sein können, und darin liegt zugleich die Beschränkung der Verwendbarkeit dieser Type. Es wird sonach bei Wahl des Constructionssystems in erster Linie auf die localen Verhältnisse, Steigungen

und Curven einer Bahn, dann aber darauf ankommen, welche Anforderungen in Bezug auf Leistung man an eine Maschine stellt und nach den Verkehrsverhältnissen stellen muss, — und sich hieraus ergeben, ob man das sich aus diesen Anforderungen entwickelnde Gewicht einer Maschine auf 2, 3, 4 oder mehr Achsen abzuladen genöthigt ist. Als allgemeiner Grundsatz ist hierbei anzusehen, die Achsenbelastung einer Locomotive möglichst unter dem vorstehend angegebenen Maximum zurückbleiben zu lassen, jedenfalls aber 13,5 — max. 14 Tonnen Belastung pro Achse nicht zu überschreiten (280 Zollcentner).[1])

In Betreff der absoluten Achsenzahl muss hervorgehoben werden, dass die überwiegende Mehrzahl der Locomotiven dreiachsig ist; nächstdem concurriren die zwei- und die vierachsigen Motoren, während die Maschinen mit mehr als vier Achsen in Europa mehr zu den Ausnahmsconstructionen gehören und hauptsächlich nur auf französischen und belgischen Bahnen vertreten sind. Dagegen sind die dem Güterzugbetrieb auf nordamerikanischen Bahnen dienenden, in sehr grosser Anzahl vorhandenen Dreikuppler mit vorderem zweiachsigem Wendeschemel fünfachsig, während die amerikanische Personenzugmaschine mit ihrem gekuppelten Triebräderpaare infolge des nie fehlenden vorderen zweiachsigen Laufwerkes zum vierachsigen Fahrzeuge wird.

In Europa ist die fünfachsige Construction in der Engerth-Maschine repräsentirt, wofern die drei Tenderachsen, als ihr zugehörig mitgerechnet werden; andernfalls erscheint die Engerth-Construction als zweiachsige Locomotive. Am sachlich richtigsten ist jedoch die Engerth-Maschine dreiachsig, indem die vordere Tenderachse die Feuerbüchse der Locomotive trägt und hierdurch zur Locomotivachse wird. In gleicher Weise verhält es sich mit den auf den braunschweigschen Bahnen in Betrieb befindlichen Maschinen nach System Behne-Kool. Die vordere Tenderachse trägt hierbei ebenfalls die Feuerkiste der Locomotive und ist sonach eigentlich als Locomotivrad zu betrachten. Demgemäss sind die Lastzuglocomotiven dieses Systems (mit drei gekuppelten Achsen) als vierachsige und die für gemischte Züge bestimmten Maschinen (mit zwei gekuppelten Achsen) als dreiachsige Locomotiven zu betrachten, insofern das Totalgewicht der Maschine durch vier resp. drei Achsen getragen wird.

In Betreff der Achsenvertheilung lassen sich die Locomotiven gewöhnlicher Construction in dreifacher Weise gruppiren. In solche nämlich, bei denen sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer, d. h. unter dem Langkessel, angeordnet sind; in solche, welche hinter der Feuerbüchse eine Achse aufweisen, sei es Trieb-, Kuppel- oder Laufachse; und endlich in diejenigen, bei denen die Endachse unter der Feuerbüchse liegt.

Wir nennen die Locomotiven der ersten Gruppe: Maschinen mit »überhängendem« Feuerkasten; die der zwei letzten: Maschinen mit »unterstütztem« Feuerkasten. Bei den sogenannten Doppelschemellocomotiven (nach den Systemen Fairlie und Meyer) mit symmetrischen Gestellen wird bekanntlich das Kesselgewicht gleichmässig von beiden Wagen getragen, die zugleich den Bewegungsmechanismus in sich schliessen; es kann daher bei diesen Typen von einer auf obiger Eintheilung basirten Lage der Achsen überhaupt nicht die Rede sein. Ebensowenig ist das der Fall

---

[1]) Von sämmtlichen zu Wien (1873) ausgestellten Locomotiven zeigt der Creuzot'sche Achtkuppler die stärkste Achsenbelastung. Dieselbe beträgt 13,2 Tonnen, erreicht also noch nicht das als zulässig erachtete Maximum 280 Zollcentner (14 Tonnen).

Anzahl derartiger Maschinen in Betrieb, und lässt sich daher annehmen, dass unter gewissen Vorbedingungen die Anordnung sämmtlicher Achsen unter dem Langkessel auch für die Zukunft als zweckentsprechend angesehen werden muss.

Auf der Pariser Ausstellung von 1878, auf welcher die Locomotivfabriken Deutschlands indessen gar nicht vertreten waren, zeigten die Anordnungen der Räder ein gleiches Streben. Unter 24 Locomotiven normaler Verhältnisse zeigten sich 7 Locomotiven, bei welchen sämmtliche Räder vor der Feuerbüchse angeordnet waren, und waren diese Maschinen sämmtlich für Güterzüge bestimmt. Von diesen 24 Locomotiven waren 14 Maschinen für Schnell- und Personenzüge bestimmt, von denen 9 Maschinen mit unter der Feuerbüchse angeordneten Rädern versehen waren. Bewegliche Vordergestelle mit 2 Achsen waren bei 3 Maschinen angewandt, wogegen eine grössere Anzahl Locomotiven Laufräder, welche in den Lagerungen seitlich verschiebbar waren oder die sogenannte radiale Achsenstellung zeigten, vorführten.

Die Normaltypen für Locomotiven der k. Preussischen Staatsbahnen, welche im Jahre 1878 festgestellt wurden und sich vorläufig auf Güterzug- und Personenzugmaschinen beschränken, verwenden ebenfalls für Güterzüge Maschinen mit drei gekuppelten Achsen, welche sämmtlich zwischen Rauchkasten und Feuerkasten liegen; ferner für Personenzüge Maschinen mit zwei gekuppelten Achsen und einem vorderen Laufrad. Die Kuppelachse liegt bei denselben unterhalb der abgeschrägten Feuerkiste. (Betreffs der Belastungsverhältnisse vergl. § 4.)

§ 2. Lage der Triebachsen. — Unter Triebachse wird stets diejenige Locomotivachse verstanden, welche die Umtriebskraft direct aufnimmt; die mit ihr verkuppelten Achsen werden hierdurch zwar ebenfalls zu Triebachsen erhoben, doch nur im uneigentlichen Sinne, weshalb als richtigere Bezeichnung »Kuppelachsen« zu empfehlen ist, zum Unterschiede von den nicht in Verbindung befindlichen »freien« Achsen der Locomotiven, den sogenannten Laufachsen. Das durch die verkuppelten Achsen der Locomotive auf die Schienen übertragene Gewicht bedingt die Adhäsion und bestimmt demgemäss die Zugkraft der Locomotive, insofern deren Kolbenkraft hinreicht, die Reibung zwischen den sämmtlichen Triebrädern und der Schiene, d. h. eben die Adhäsion, zu überwinden.

Die Lage der Triebachse im System der Kuppelachse, in Beziehung zur Schwerpunktslage und zu den eventuell vorhandenen Laufachsen ist von constructiv wichtiger Bedeutung und muss uns daher im Nachfolgenden, wenn auch nur von allgemeinen Gesichtspunkten aus näher beschäftigen, indem die Stellung, welche der Triebachse zu ertheilen ist, in jedem speciellen Falle durch die besonderen Constructionsrücksichten bestimmt wird.

Die Triebachse sowohl als die mit ihr durch die Kuppelstangen verbundenen Achsen der Locomotiven tragen unter den gewöhnlichen Verhältnissen der Praxis eine Last, welche etwa den siebenfachen Werth der Zugkraft, d. h. der zwischen Triebrad und Schiene entwickelten, auf Fortbewegung des Motors und des Zuges wirkenden Kraft entspricht, wobei in Erinnerung gebracht wird, dass der Coëfficient der Adhäsion oder, was im vorliegenden Falle dasselbe ist, die Reibung zwischen Rad und Schiene unter gewöhnlichen Verhältnissen in der Praxis zwischen $^1/_5$ und $^1/_{10}$ der auf den verkuppelten Rädern liegenden Totallast variirt, wenn von aussergewöhnlichen Adhäsionszuständen, z. B. bei Glatteis, feinem Staubnebel etc. die allerdings im Stande sind, den Coëfficienten der Adhäsion noch weiter herabzudrücken, abstrahirt wird. Eben daraus folgt aber, dass es sich im Allgemeinen empfehlen wird, diejenige Achse der Locomotive zur eigentlichen Triebachse zu machen, welche vermöge ihrer Stellung die am meisten belastete ist. Bei den zweiachsigen Maschinen mit überhängender Feuerbüchse ist die Hinterachse die am stärksten belastete, weil

aus den Werken der Compagnie de Fives-Lille beschafft wurden, deren unter der Feuerbüchse gelagerte Laufachse mit Rädern von 1,22 m versehen ist. Die Maschinen besitzen 97,25 □m Heizfläche und wiegen dienstfähig 30800 Kilo, die wie folgt vertheilt sind:

Vorderachse . . .	11300 Kilo	22800 Kilo
Mittelachse . . .	11500 -	Adhäsionsgewicht,
Hinterachse . . .	8000 - .	

Die Hinterachse absorbirt demnach nur etwa $^1/_4$ des dienstfähigen Totalgewichtes, während dieser Verlust als Vorderachse $^1/_3$ betragen haben würde. Es zeigt demnach auch dieser Fall wiederum recht deutlich die Vortheile der vorderen Verkupplung im Hinblick auf den Gewinn an Adhäsion.

Bei den dreiachsigen Motoren ist es in der Regel die Mittelachse, welche direct die Umtriebskraft aufnimmt. Sie erscheint hierzu schon wegen ihrer Nähe zum Schwerpunkte der Maschine und der hierdurch bedingten Möglichkeit der stärksten Belastung am meisten geeignet. Dieser Umstand musste namentlich bei den ungekuppelten Maschinen mit freier Triebachse von grosser Bedeutung werden, da bei diesen die ganze Adhäsion überhaupt nur auf ein einziges Räderpaar sich concentrirte, diesem mithin — wollte man nur einigermaassen genügende Zugkraft erhalten — ein möglichst grosser Antheil des Maschinengewichtes zugewiesen werden musste. Dieses Bestreben nach Concentration der Adhäsion führte jedoch nicht selten zu Unzuträglichkeiten, indem man — in weiterer Consequenz — die Endachsen entsprechend entlastete und dabei die nothwendigsten Stabilitätsbedingungen oft nicht gehörig im Auge behielt, was wiederum die rapide Zerstörung des Materials und die Gefährdung der Betriebssicherheit zur Folge hatte.

Auch die Hinterachse des dreiachsigen Fahrzeuges kann als Triebachse auftreten, insofern auf deren Verschiebbarkeit verzichtet wird. Diese Construction ist namentlich bei Sechskupplern nicht selten (die Ausstellung in Wien 1873 bot dafür mehrere Beispiele) und hat dort jedenfalls den nicht zu unterschätzenden Vortheil der Erzielung langer Bleuelstangen, die, bei mittlerer Triebachse, gerade bei Sechskupplern in der Regel zu kurz ausfallen. Wir kommen auf diesen Gegenstand weiter unten, wo von diesen Stangen die Rede ist, nochmals zurück. Auch bei den Maschinen mit freier Triebachse war es nicht selten die Hinterachse, welche direct die Umtriebskraft aufnahm.

So besass z. B. eine der älteren Typen von Stephenson, die mit überhängender Feuerbüchse construirt war (dem Jahre 1846 angehörend), die fast genau unter den Schwerpunkt gelegte Hinterachse als Triebachse, wobei die Cylinder nahe der Kesselmitte angeordnet waren, um bei der grossen Länge des Cylinderkessels die Bleuelstangenlänge, mithin das Gewicht der Stange in mässigen Grenzen zu erhalten, eine Type, die unwillkürlich an die zuerst in Oesterreich von Norris eingeführten Personenzugmaschinen erinnert, die auf gewissen Linien der Staatsbahn bis in die Mitte der fünfziger Jahre in Betrieb waren, indem erst dann Maschinen nach Engerth's Construction ihre Nachfolgerinnen wurden, und ihren Platz daselbst bis heute behaupteten.

Endlich ist es noch die Crampton-Maschine, welche ein bemerkenswerthes Beispiel der Benutzung der Hinterachse als Triebachse darbietet, eine Anordnung, die, beiläufig bemerkt, für alle späteren Modificationen dieser Type beibehalten wurde und daher als eines der charakteristischen Hauptmerkmale derselben zu gelten hat, wobei indessen als wesentlich in Betracht kommt, dass wir es hier nicht mehr mit einer »überhängenden« Feuerbüchse zu thun haben, sondern, dass die Triebachse selbst, hinter derselben gelagert, deren Unterstützung zu übernehmen bestimmt ist. Daraus und infolge der tiefen Kessel- resp. Schwerpunktslage resultirten die beträchtlichsten

In Betreff der absoluten Belastung der Triebachsen (worauf erst später näher eingegangen werden kann) gelten bekanntlich seitens des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 14 Tonnen als statthaft, doch mit dem Vorbehalte, dass noch grössere Belastungen zulässig sind, indem der bezügliche Paragraph (106) jene Zahl nicht als Maximum festsetzt, sondern nur sagt:

»Bei dem auf eine Achse kommenden Gewicht wird empfohlen 280 Zollcentner (incl. Achsen und Räder) als Maximum nicht zu überschreiten.«

Noch kleiner ist das Maximum der Belastung auf französischen Bahnen, indem man 6,5 Tonnen pro Rad nicht überschreitet, ein Princip, welches indessen, wie es den Anschein hat, nicht auf allen Bahnen gilt, indem der zu Wien (1873) ausgestellte Creuzot'sche Achtkuppler der Midibahn eine durchschnittliche Belastung zwischen 13—14 Tonnen aufwies.

In England ertheilt man den freien Triebachsen sogar bis 15 Tonnen Belastung, gezwungen durch die Rücksicht auf die Erzielung genügender Adhäsion. Aehnliches kommt indessen auch in Deutschland vor. So besitzen z. B. die von Hartmann in Chemnitz (1868) für Leipzig-Dresden gelieferten Personenzugmaschinen (eine Bahn, die, so lange sie im Privatbetrieb war, am Princip der freien Triebachsen für diese Maschinenkategorie beharrlich festhielt), die als Triebachse figurirende Mittelachse mit 290 Zollcentner = $14^1/_2$ Tonnen (!) belastet, während gleichzeitig auf der Hinterachse nur $5^1/_2$, auf der Vorderachse $10^1/_2$ Tonnen ruhen.

Die Kupplung der Achsen an sich erfolgt bekanntlich in der Weise, dass man zwei (oder mehrere) Räder einer Locomotive, welche genau gleichen Durchmesser besitzen müssen, durch eine Stange, die Kuppelstange, in Verbindung bringt, deren Köpfe auf parallel gestellten Kurbeln genau gleicher Länge und Construction montirt sind, doch so, dass die beiderseitig zu einer Achse gehörigen Kurbeln mit einander einen Winkel von 90° bilden, wie dies auch bei den Treibkurbeln der Fall sein muss. Theoretisch betrachtet, kann eine steife Stange beliebig viele Räder mitnehmen und auf diese Weise in Treibräder umwandeln, indessen zieht hier die Praxis enge Grenzen. Die Zahl der direct verkuppelten Achsen überschreitet in der Regel nicht vier, und dabei ist schon eine Gliederung der Stange, behufs Erleichterung der exacten Montirung und leichteren Bewegung erforderlich, während bei nur zweifacher Verkupplung die Stange ein untheilbares Ganze bildet. Wir kommen bei Gelegenheit der Besprechung dieser Stangen, am Schlusse des Capitels, nochmals auf diesen Gegenstand zurück.

Bei den Maschinen mit Aussencylindern lässt man die Treibkurbel auch zugleich als Kupplungskurbel dienen, indem man den Zapfen derselben entsprechend verlängert, damit die Kuppelstange darauf mit Platz finde, die alsdann entweder vor oder hinter die Treibstange zu liegen kommt. Liegen die Rahmen der Maschine innerhalb der Räder, so wird die Radnabe zur Aufnahme des Kurbelzapfens entsprechend geformt; liegen dagegen die Rahmen ausserhalb der Räder, so werden behufs Verkupplung auf die nach aussen verlängerte Achse Separatkurbeln aufgesetzt.

Ebenso gestaltet sich die Verkupplung bei den Maschinen mit inneren Cylindern, indem sich daselbst Separatkurbeln (specielle Kupplungskurbeln) aussen anordnen lassen, falls die Räder zu diesem Behufe nicht mit Kurbelnaben ausgerüstet sind. Die letztere Construction scheint in der That die thunlichst einfachste und bietet den Vortheil des unmittelbaren Angriffes in den Radebenen, was bei Anwendung von Separatkurbeln nicht in gleichem Maasse möglich ist, indem bei denselben stets entweder die Kuppelstange oder die Bleuelstange minder günstige Anordnungen darbietet, weil in grösseren Abständen von der Radebene befindlich. Aus diesen

grosse Zahl Eisenbahnen jetzt Dreikuppler, wo früher nur Zweikuppler gebräuchlich und erforderlich waren, auf den Belgischen Staatsbahnen werden schwere Güterzugmaschinen auf gewissen Strecken für Personenzüge, ja sogar für Schnellzüge verwandt; in Ungarn existiren feste Typen für die Maschinen der verschiedenen Classen des Eisenbahndienstes (sogenannte Normalmaschinen), und finden wir hierbei sämmtliche Classen mit drei gekuppelten Achsen construirt, ausgenommen die schwereren Lastzugmaschinen, welche mit vier gekuppelten Achsen versehen sind.

Auch in Russland, desgl. auf amerikanischen Linien wird auf manchen Bahnen der gesammte Betrieb lediglich durch Maschinen mit drei und vier gekuppelten Achsen bewirkt, ohne dass hierbei die eigentlichen Gebirgsbahnen mit in Betracht gezogen wären.

§ 4. Belastung der Trieb- und Kuppelachsen. — Nach den vorangegangenen Betrachtungen sowohl, als nach der in Capitel III. dieses Bandes p. 182—185 theoretischen Entwickelung der Principien der Lastvertheilung auf die Achsen der Locomotive, kann es sich hier zunächst nur noch um die absoluten Grössen dieser Belastungen handeln, die uns in der Praxis thatsächlich entgegentreten. Dieselben sind indessen abhängig vom Gewichte des dienstfähigen Motors und wir müssen daher zunächst dieses in Betracht ziehen. Unter Dienstgewicht versteht man das Gewicht der Locomotive mit gefülltem Kessel bei ca. 150 mm Wasserhöhe über dem höchsten Theile der inneren Feuerbüchse und dem erforderlichen Brennmateriale auf den Rosten. Bei den Tendermaschinen tritt ausserdem das Gewicht der gefüllten Reservoire hinzu; daher erweisen diese Maschinen immer weit grössere Differenzen zwischen Dienstgewicht und Leergewicht, als die mit Separattendern versehenen Locomotiven.

Beträgt daher bei den gewöhnlichen Motoren die Differenz zwischen Dienstgewicht und Leergewicht etwa 3—5 Tonnen, je nach der Capacität des Kessels, so kann sie bei den letzteren auf 8—12 Tonnen oder mehr steigen, je nach der Mächtigkeit der Maschine und dem hiervon abhängigen räumlichen Umfange etc. der Wasserreservoire. Die gewöhnliche Differenz ist etwa 7—8 Tonnen.

Betrachten wir, als die der Vergleichung für den Augenblick am nächsten liegenden Beispiele der Praxis, die zu Paris 1878 und zu Wien 1873 ausgestellten Locomotiven (mit Ausschluss der Secundärtypen) in Betreff ihrer Dienstgewichte. Auf der Pariser Ausstellung, auf welcher der deutsche Locomotivbau bekanntlich gar nicht vertreten war, waren im Ganzen 57 Locomotiven und Dampfwagen ausgestellt, darunter 42 eigentliche Locomotiven (mit Ausschluss der für Strassenbahnen bestimmten) — und unter diesen war eine unverhältnissmässig grosse Zahl kleiner Locomotiven für Secundärbahnen, Werkstättenbahnen, Erdarbeiten etc., meist als Tenderlocomotiven construirt, enthalten, welche selbstverständlich hier nicht mit in Vergleich gezogen werden können.

Unter 24 Locomotiven für normale Verhältnisse ergaben sich folgende Daten in Betreff des Dienstgewichts:

30—35	Tonnen bei	4	Locomotiven
35—40	- -	7	-
40—45	- -	7	-
45—50	- -	4	-
50—60	- -	2	-
	Summa	24	Locomotiven.

Dagegen zeigten die auf der Wiener Ausstellung befindlichen Maschinen, die für uns insofern ein grösseres Interesse bieten, als durch dieselben die Richtung des deutschen Locomotivbaues in vorwiegendem Maasse zur Geltung gelangte, nachstehende Verhältnisse:

30—35	Tonnen bei	9	Locomotiven
35—40	- -	12	-
40—45	- -	2	-
45—50	- -	1	-
55—60	- -	3	-
60—70	- -	1	-
	Summa	28	Locomotiven.

Erst seit der Erfindung Erhardt's, des früheren hochverdienten Maschinenmeisters der Sächsischen Staatsbahn, sind wir dahin gelangt, die absoluten Werthe der Achsenbelastung direct zu messen oder, was dasselbe sagt, überhaupt kennen zu lernen, und gleichzeitig in den Stand versetzt, die Lastvertheilung nach Erforderniss zu reguliren,[2] was — innerhalb gewisser Grenzen — durch die Federspannung erzielt wird, während die ursprünglichen Werthe der Belastung der einzelnen Achsen lediglich aus der Construction und Vertheilung der Stützpunkte des Gewichtes naturgemäss hervorgehen.

Der Betriebsdienst ändert jedoch diese ursprünglich ertheilten Verhältnisse der Belastung, weshalb eine Controle derselben von Zeit zu Zeit erforderlich wird. Auch können besondere Betriebsrücksichten nachträglich ein anderes Vertheilungsverhältniss der Lasten wünschenswerth machen, was, wie oben angedeutet, innerhalb der durch die Federspannung (vermöge der Schrauben) bedingten Modification der Pressungen zulässig ist. Auf die Construction der Apparate zum Abwiegen der Belastung kann hier nicht eingegangen werden, indem Capitel XI. des vierten Bandes dieses Handbuches diesen Gegenstand speciell behandelt und durch Zeichnungen erläutert.

Die praktischen Untersuchungen Weber's über die Schwankungen der Belastung einzelner Achsen im Dienste sind bekannt[3]) und verdienten endlich ausgedehntere Nachahmung und fortgesetzte Vergleichung seitens derjenigen, welche durch ihre Stellung in die glückliche Lage versetzt sind, überhaupt dergleichen Untersuchungen vornehmen und hierdurch die Erkenntniss und den Fortschritt fördern zu können.

Bei den drei- und vierachsig gekuppelten Maschinen ergeben sich im Ganzen die kleinsten Differenzen in den einzelnen Achsenbelastungen. So besitzt z. B. die dreiachsige Normalgüterzugmaschine der Oesterreichischen Staatsbahn (System Haswell), mit hinten liegender Triebachse, folgende Vertheilung:

Vorderachse	10300 Kilo	= 32200 Kilo.
Mittelachse	10250 -	
Hinterachse (Triebachse)	11650 -	

Die Achsenentfernungen sind ungleich:

$$1{,}582 \text{ m} + 1{,}265 \text{ m} = 2{,}847 \text{ m}.$$

Bei dem Achtkuppler der Oesterreichischen Staatsbahn (System Haswell) ist die vorletzte Achse — wie in der Regel bei allen Maschinen dieser Kategorie — die Triebachse und sind die Achsen in nahe gleichen Abständen unter dem langen Cylinderkessel vertheilt, nämlich:

$$1{,}258 \text{ m} + 1{,}258 \text{ m} + 1{,}278 \text{ m} = 3{,}794 \text{ m}$$

und sind belastet:

Vorderachse	11300 Kilo	= 44350 Kilo.
zweite Achse	10800 -	
dritte Achse (Triebachse)	11150 -	
vierte Achse	11100 -	

Hier ist also die vorderste Kuppelachse am stärksten belastet, nächst ihr die vorletzte Achse (Triebachse); fast gleich mit dieser die Hinterachse. Im Ganzen zeigen indessen die Mehrkuppler nur geringe Differenzen der Belastung der einzelnen Achsen des Systemes; je kleiner sie gemacht werden können, desto besser, auch ist es nicht immer gerade die Triebachse, die sich am stärksten belasten lässt.

---

2) Bekanntlich gestatten die Erhardt'schen Waagen die gleichzeitige Messung der Belastung und sonach Regulirung sämmtlicher Räder der Locomotive, was früher unmöglich war, da man die Achsen nicht isoliren konnte, wenigstens nie vollkommen.

3) »Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise« von M. M. von Weber. Weimar 1869. Friedrich Voigt.

drei Achsen gleichmässig vertheilt sei, eine Annahme, die freilich nur bei Verkupplung der drei Achsen annähernd zutrifft. Es sei nun bei einem Sechskuppler der Cylinderdurchmesser $d = 17''$; der Kolbenhub $2r = 24''$; der Abstand der beiden Kurbelebenen $b = 6'8''$ und der Abstand der Radebenen von einander $b_1 = 4'11''$; die Entfernung der beiden Vorderachsen betrage $e = 5'9''$. Um einen bestimmten Werth für Q zu erhalten, sei bemerkt, dass, wenn der Winkel, den der Kurbelradius mit der Horizontalen einschliesst, β genannt wird, für $\beta = 0$ das Minimum der Kolbenkraft (Null) und für $\beta = 90^\circ$ das Maximum stattfindet. Nimmt man für letztere Stellung den auf Kolben ausgeübten Dampfdruck (Nutzdruck) zu 80 Pfund pro Quadratzoll an, so erhält man bei einem Cylinderdurchmesser von 17'', welchem eine Kolbenfläche von 227 Quadratzoll entspricht, die Kolbenkraft zu $80 \times 227 = 18160$ Pfund. Diese Werthe, in obige Formeln eingesetzt, ergeben, dass die Belastung eines Rades der Vorder- und Mittelachse bei jeder Umdrehung um folgende Gewichte ab- und zunimmt

$$\pm \frac{(59-80) \cdot 12 \cdot 18160}{2 \cdot 59 \cdot 69} = \pm 562 \text{ Pfund}$$

und

$$\pm \frac{(59+80) \cdot 12 \cdot 18160}{2 \cdot 59 \cdot 69} = \pm 3720 \text{ Pfund.}$$

Beträgt das Gewicht der dienstfähigen Maschine 33 Tonnen (660 Centner) unter gleichmässiger Vertheilung auf die drei Achsen, so wird nur im Ruhezustande diese gleichmässige Gewichtsvertheilung obwalten, beim Fahren indessen die nachfolgenden Verhältnisse eintreten. Wenn die Locomotive sich vorwärts bewegt, so wird die Belastung eines Rades der Vorderachse von $\left(\frac{22000}{2} + 562\right)$ Pfund bis $\left(\frac{22000}{2} - 3720\right)$ Pfund ab- und zunehmen, oder sich zwischen den Grenzen 11562 Pfund und 7280 Pfund bewegen. Dagegen wird die Belastung eines Rades der Mittelachse innerhalb der Grenzen $\left(\frac{22000}{2} - 562\right) = 10438$ Pfund und $\left(\frac{22000}{2} + 3720\right) = 14720$ Pfund variiren.

Man sieht aus diesem Beispiele, dass, wenn die Belastung der Achsen einer Locomotive auch für den Stillstand derselben gleich ist, dieser Zustand jedoch im Fahrdienst aufhört. Die Pressungen der Vorder- und Mittelachse gegen die Schiene würden demnach so bestimmt werden müssen, dass die mittleren Belastungen derselben gleich sind; danach würde also das Rad einer Vorderachse mit einem Gewichte von $\left(\frac{22000}{2} + \frac{3158}{2}\right)$ Pfund und ein Rad der Mittelachse mit einem Gewichte von $\left(\frac{22000}{2} - \frac{3158}{2}\right)$ auf die Schienen drücken müssen, was eine Belastung von 12579 Pfund für ein Rad der Vorderachse und von 9421 für ein solches der Mittelachse ergeben würde. In diesem Falle würde der Druck des Rades der Vorderachse pro Umdrehung zwischen den Grenzen $12579 + 562 = 13141$ Pfund und $12579 - 3720 = 8859$ Pfund variiren, der Druck eines Rades der Mittelachse hingegen zwischen $9421 - 562 = 8859$ Pfund und $9421 + 3720 = 13141$ Pfund liegen. Richtig ist, dass bei dieser Anordnung die Drücke der Vorder- und Mittelräder gegen die Basis beim Rückwärtsfahren um so ungleichförmiger ausfallen müssen, da ja beim Rückwärtsfahren umgekehrt die Vorderachse belastet und die Mittelachse entlastet wird.

So wichtig nun auch die Kenntniss der Höhenlage des Schwerpunktes ist, so ist es für die Interessen der Praxis doch von noch grösserer Bedeutung, zunächst die Horizontaldistance (d) kennen zu lernen, um welche der Schwerpunkt des aufgehangenen Gewichtes vor oder hinter der Triebachse liegt.[7]) Dieser Werth lässt sich auf rein empirischem Wege finden, d. h. durch directe Wiegung der von sämmtlichen Räderpaaren (Achsen) auf die Schienen übertragenen Pressungen und zwar im dienstfähigen Zustande der Maschine und ferner, indem man sodann noch die Einzelgewichte der completten Räderpaare ermittelt und diese Gewichte von ersteren Totalpressungen in Abzug bringt. Bezeichnen wir die so ermittelten Totalpressungen mit q, q' und q'', die um die Einzelgewichte verminderten Pressungen mit p, p' und p'', so ist die gesuchte Grösse, d. h. der Schwerpunkt des in den Federn hängenden Gewichtes

$$d = \frac{pl - p'' l'}{p + p' + p''}.$$

Dabei kann für d ein positiver oder ein negativer Werth resultiren, und je nachdem wird der Schwerpunkt vorwärts oder rückwärts vom Triebachsenmittel liegen. Ist indessen das Gewicht der Räderpaare unbekannt, so lässt sich doch in der Mehrzahl der Fälle beurtheilen, auf welche der beiden Seiten der Triebachse der Schwerpunkt des aufgehängten Gewichtes zu liegen kommt, wofern nämlich die auf die Schiene übertragenen Totalpressungen und die Achsenentfernungen bekannt sind. Es wird sich nämlich darum handeln, abzuschätzen, auf welche Seite der Triebachse der (partielle) Schwerpunkt der drei Räderpaare zu liegen kommt; es liegt dann der Schwerpunkt des aufgehängten Gewichtes auf eben dieser Seite. So seien beispielsweise bei einer Expressmaschine mit in der Mitte liegender freier Triebachse und vorderer, sowie hinterer Laufachse, nur die auf die Schienen übertragenen Totallasten, sowie die Achsenstände bekannt, nämlich

$$\left.\begin{array}{lrl} \text{Vorderachse } (q) & = & 9200 \text{ Kilo} \\ \text{Mittelachse } (q') & = & 12000 \text{ -} \\ \text{Hinterachse } (q'') & = & 5250 \text{ -} \end{array}\right\} = 26450 \text{ Kilo}$$

und ferner $l = l' = 2{,}286$ m, so ist die Lage des Schwerpunktes des ganzen Baues gegeben durch die Relation

$$D = \frac{(9200 - 5250)\ 2{,}286}{26450} = +\ 0{,}34 \text{ m}.$$

Da nun die extremen, gleich weit von der Mittelachse abstehenden Laufräderpaare gleichen Durchmesser und gleiche Gewichte haben, so fällt der partielle Schwerpunkt, von dem oben die Rede war, genau in die Mittelachse, woraus folgt, dass der (höher liegende) Schwerpunkt des in den Federn hängenden Gewichtes vor der Triebachse und zwar um mehr als 0,34 m entfernt liegen müsse. In ähnlicher Weise lässt sich diese Ermittlung bei jeder Locomotive durchführen, wobei indessen nochmals hervorgehoben werden muss, dass dieselbe mit Präcision nur dann möglich, wenn die Einzelgewichte der Räderpaare bekannt sind.

In Betreff der Frage nun, ob es vortheilhaft sei, den Schwerpunkt vor oder hinter der Triebachse anzuordnen, lassen sich auf einem in der Praxis so überaus stiefmütterlich oder vielmehr gar nicht cultivirten Gebiete allerdings der glänzenden Theorien gar manche aufstellen, die indessen, so lange die Resultate der Praxis nicht

[7]) Genau gesprochen der Horizontalabstand des Achsenmittels von der durch den Schwerpunkt gedachten Verticallinie.

bestanden werden. Uebrigens muss in einer grossen Weichheit (Plasticität) des Stahles, erzielt durch schwache Kohlung, in der That die wichtigste Bedingung der Widerstandsfähigkeit gegen den Bruch der Achse erblickt werden.

Eiserne Achsen gehören einer vergangenen Epoche des Locomotivbaues an; es bildet der Bessemerstahl (beziehungsweise das Bessemereisen) heute das fast ausschliessliche Material dieser wichtigen Maschinentheile, — zum mindesten jedoch überall da, wo es sich um Neubeschaffungen handelt. Selbst in England und Amerika ist an die Stelle des noch vor wenigen Jahren ganz unvermeidlichen Lowmooreisens als ausschliessliches Achsenmaterial der Bessemerstahl getreten, wo es sich um Neubeschaffungen handelt, und in Deutschland gewähren die Resultate der öffentlichen Submissionen das heitere Bild, dass da, wo seitens einzelner Bahnen noch Feinkorn- oder Puddelstahlachsen ausgeschrieben werden, hierfür die Concurrenten fehlen, indem einfach Bessemerstahl offerirt wird.

Die consequente Durchführung der Bessemerachsen für den gesammten Maschinen- und Wagenpark findet unseres Wissens indessen bis heute nur erst auf den Belgischen Staatsbahnen statt, während die Mehrzahl der belgischen, französischen und deutschen Gesellschaften zwar seit einiger Zeit principiell nur Stahlachsen beschaffen, indessen noch keineswegs zur allgemeinen Durchführung derselben gelangt sind, da hierzu längere Zeiträume gehören. Auch mag die rapide Einführung der Stahlachsen in den letzten Jahren (vom Vorurtheile gänzlich abstrahirt) mehr durch den hohen Preis der Achsen, als durch wirklichen Mangel an Vertrauen verzögert worden sein. Es steigt jedoch das wirklich gute Eisen von Jahr zu Jahr durchschnittlich im Preise — ganz abgesehen von der wechselnden Conjunctur — und zwar in dem Maasse, als es überhaupt seltener wird. Es kann daher jetzt, wo das Bessemer-Patent erloschen ist, und die günstige, wohl kaum in einem Jahrhundert wiederkehrende Conjunctur der letzten Jahre (1871—73) eine grosse Anzahl von Bessemerhütten, die heute theilweis unbeschäftigt sind, auf beiden Continenten entstehen liess, eine namhafte Preisdifferenz zwischen Eisen und Stahl thatsächlich nicht lange mehr fortbestehen, und zwar bedingt durch das Steigen des ersteren und das Fallen des letzteren.

Die Vortheile der Anwendung des Gussstahles bestehen aber bekanntlich in der Homogenität des Materiales (gänzliche Vermeidung der Paquetirung), mithin in dem Mangel an Schweissungen. Schlechte Schweissungen waren aber von jeher die Hauptursache des Bruches der Eisenachsen, wobei wir die Frage der nachträglichen Texturveränderungen des Eisens durch die Einwirkung der Stösse, die seinerzeit eine reiche Literatur hervorrief, ohne dass definitive Entscheidung darüber erzielt wurde, ganz bei Seite lassen wollen.

Die gleichzeitig vorhandene eigenthümliche Zähigkeit der homogenen Stahlmasse (den richtigen Kohlungsgrad natürlich vorausgesetzt) bedingt ausserdem eine verminderte Abnutzung der Auflagerungen, d. h. der Achsenhälse resp. Schenkel, mithin zugleich eine längere Dauer der Lagerschalen, da ein Anfressen derselben nicht leicht stattfindet, während die natürliche Geschmeidigkeit des Materials die Widerstandsfähigkeit gegen Bruch in höherem Maasse garantirt, als es die eiserne Achse vermochte, die — als Resultat der Paquetirung — in der Regel in gemischter Textur und oft mit unvollkommener Schweissung aus den Operationen hervorging.

Während man schon längst die geraden Achsen der Locomotiven, Tender und Wagen aus Bessemerstahl herzustellen sich veranlasst sah, hat man seit einigen Jahren begonnen, dieses Material auch für die gekröpften Kurbelachsen zu verwenden. Es ist dieser Umstand als grossartiger Fortschritt zu betrachten, weil die Herstellung

mehr als einem Decennium an im Ganzen über 1000 Locomotiven aller Betriebszwecke durchaus bewährt (Belgisches Staatsbahnnetz).

Für Tender finden wir die Achse im stärksten Theile, d. h. in der Nabe in der Regel zwischen 120—140 mm und entsprechend weniger in den Schenkeln, wobei erinnert wird, dass die Tenderachse nach den Principien der gewöhnlichen Waggonachsen gelagert ist (nicht nach den Principien der Locomotivachsen), d. h. vermöge Halszapfen, in ausserhalb der Räder befindlichen Lagern.

Es empfiehlt sich aus rationellen Gründen, für jede Stahlachse die Dicke genau nach denselben Principien festzustellen, wie für eiserne Achsen, um den Eventualitäten der Praxis mit um so grösserer Sicherheit zu begegnen, wenn es auch immerhin richtig sein mag, dass das Heil der Betriebssicherheit mit nichten in der absoluten Achsenstärke liegt, indem eine grosse Anzahl von Secundäreinflüssen den Festigkeitszustand dieser Maschinentheile modificirt. Daher können hier nur wohlorganisirte und sorgfältige Revisionen helfen. Ueberhaupt hat die Geschichte der Achsenbrüche wohl noch keinen Fall erwiesen (wenigstens nicht bei Stahlachsen), wo die zu geringe Stärke thatsächlich die begründende Ursache eines Bruches gewesen wäre. Die Festigkeit der Achse soll aber nicht nur auf der Schiene — also unter normalen Verhältnissen —, sondern auch unter dem Einflusse etwaiger Entgleisungen etc., also in ausnahmsweise hohen Beanspruchungen, die beim regulären Betriebe nicht vorkommen, thunlichst Widerstand leisten, indem die Erfahrung gelehrt hat, dass die bei weitem grösste Zahl der Achsenbrüche bei Gelegenheit einer Entgleisung des Fahrzeuges stattfindet.

Alle Anläufe (Querschnittsänderungen) sind bei Locomotivachsen selbstredend so sanft und allmählich auszuführen, als erforderlich, um jeden Anlass zum Bruch zu vermeiden, sowie auch die ganze Achse von Zeit zu Zeit auf etwa vorhandene Einrisse, welche besonders gern im Nabentheile auftreten, zu revidiren ist, indem nämlich fast jede Bruchfläche das Vorhandensein eines alten Einrisses mehr oder minder deutlich erkennen lässt, oft auf so grosse Tiefe, dass es keiner aussergewöhnlichen Anstrengung bedurfte, um den totalen Bruch zu vollenden.

In Betreff der absoluten Dimensionen, welche den Locomotivachsen zu ertheilen sind, ist der Frage zu gedenken, welche der Dresdener Versammlung deutscher Eisenbahntechniker vorlag, nämlich:

»Welche Dimensionen sind für schmiedeeiserne und gussstählerne Achsen der Locomotiven und Tender zu empfehlen?«

worauf ein besonderer Beschluss nicht gefasst wurde, indem sich die Versammlung mit den durch die Referate bekannt gewordenen Mittheilungen im Allgemeinen einverstanden erklärte. Wir müssen unter diesen Umständen etwas näher auf den Inhalt dieser Referate eingehen.

Es wird zunächst darauf hingewiesen, dass bei der Mannigfaltigkeit der Locomotivconstructionen eine allgemeine Regel für die gesuchte Achsenstärke auf dem Wege theoretischer Untersuchungen nicht zu erlangen sei; dass man indessen bei Bemessung der Achsenstärke der Maschinen sowie auch der Tender zunächst von den für die Wagenachsen geltenden Grundsätzen auszugehen habe, indem über diese sehr sichere und wohlgeordnete Erfahrungen vorlägen. Die Locomotive, so wird weiter erörtert, sei aber ein sechsrädriger Wagen[9]) und in Betreff der Laufachsen,

[9]) In der That können aber nur etwa 50 % aller Locomotiven als solche gelten; die übrigen sind eben nicht sechsrädrige, sondern zwei- oder mehr als dreiachsige Wagen.

Uebrigens wird die Anwendung der vorstehend angegebenen Formel auch für die Tenderachsen empfohlen, in welchem Falle für Q das Bruttogewicht des Tenders einzusetzen ist. Noch verdient Erwähnung, dass die Leipzig-Dresdener Bahn für die Dimensionen der eisernen Locomotivachsen eine Scala aufstellt,[10]) und zwar werden für Laufachsen von 121—142 mm Durchmesser die beziehentlichen Belastungen von 130—210 Centnern empfohlen, für Triebachsen von 139—170 mm Stärke (im Halslager), hingegen die beziehentlichen Belastungen von 150—260 Centner, und wird hinzugefügt, dass die Tenderachsen nicht unter 121 mm stark sein dürften.

Eine unseren Gegenstand nicht minder betreffende Frage lag der Münchener Versammlung deutscher Eisenbahntechniker vor, nämlich

»Welche Erfahrungen sind in neuerer Zeit über die Anwendung und Stärke von Gussstahlachsen bei Eisenbahnfahrzeugen gewonnen und welche Dimensionen dieser Achsen sind zu empfehlen?«

Was zunächst das Material betrifft, so wird dasselbe von der Mehrzahl der Verwaltungen noch als »Tiegelgussstahl« bezeichnet; andere nennen das Material ihrer Achsen schlechthin »Gussstahl«, und nur sechs derselben wollen Bessemerachsen in Verwendung haben. Ein guter Theil der mitgetheilten Erfahrungen,[11]) auf welche hier nicht näher eingegangen werden soll, zumal sie vorwiegend nur Wagenachsen betreffen, die angeblich aus »Tiegelstahl« hergestellt sind, wird daher auf das letztgenannte Material bezogen werden müssen.

In Betreff der Dimensionen spricht sich die Mehrzahl der Bahnen für die Beibehaltung der Dresdener. Vereinbarungen aus[12]) und nur zwei Bahnen erachten geringere Dimensionen für hinreichend.

Gehärtete Gussstahlachsen besassen damals noch drei Bahnen, aus der Fabrik von Werner in Carlswerk. Es wird denselben zwar ein »hoher Festigkeitsgrad« beigemessen, doch gleichzeitig — und zwar in demselben Satze — zugestanden, dass der »Sicherheitsgrad« dieser Achsen »die Wiederaufnahme der Versuche mit gehärtetem Stahl nicht empfehlen lasse«.

In der That ist der Nutzen schwer ersichtlich, welcher durch das Härten der Stahlachsen erreicht werden soll, da die Vermehrung der Bruchgefahr das bisher erzielte Resultat war. Zudem lässt sich bei dem heutigen Standpunkte der Fabrikation des Gussstahles der ganzen Achsenstahlmasse durch entsprechende Kohlung resp. entsprechende chemische Constitution, jeder gewünschte Geschmeidigkeits- und Zähigkeitsgrad ohne Weiteres ertheilen, und lässt sich die Qualität des Gussstahles, durch die von uns anderen Ortes näher angedeuteten, einfachen Hülfsmittel, auf rein praktischem Wege schnell und sicher ermitteln, wobei zugleich die oft geleugneten, aber trotzdem sehr bestimmten Beziehungen zwischen Elasticität und Festigkeit der Materie mit Evidenz zu Tage treten (man vergleiche beispielsweise nur den Federstahl mit dem Blechstahl unter einer nach ein und demselben Princip angestellten Prüfungsmethode!), indem einem jeden bestimmten Härtegrad ein ganz bestimmter Geschmeidigkeitsgrad zukommt.

In Betreff der Achsendimensionen für Locomotiven (und zwar zunächst wiederum nur für Laufachsen) wurden indessen modificirte Formeln aufgestellt, wonach für sechsrädrige Fahrzeuge:

$$d = 1{,}7213 \sqrt[3]{Q \cdot D} \text{ für Eisen,}$$

$$d = {}^{11}/_{12} \times 1{,}7213 \sqrt[3]{Q \cdot D} \text{ für Gussstahl}$$

[10]) Organ für Eisenbahnwesen. I. Supplementbd., p. 408.

[11]) Organ für Eisenbahnwesen. III. Supplementbd., p. 104.

[12]) Die nach diesen Beschlüssen gültigen, und in der Constanzer Versammlung (Juni 1876) revidirten Bestimmungen vergleiche sub § 166 und 167 der Technischen Vereinbarungen.

worin

Q die Belastung des Zapfens in Kilogr.,
l der Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades in Centimetern,
d der Durchmesser } des äusseren Zapfens,
l die Länge
d_1 der Durchmesser der Achse in der Mitte } in Centimetern
d_2 - - - - an der Nabe

bedeutet.

Ad 2. Unter Voraussetzung innerer Lagerung (Halszapfen) ist in ganz analoger Weise:

$$d = d_1 = l = 0{,}32 \sqrt[3]{Q \cdot l_1}\,.$$

Ad 3. Nimmt man für Triebachsen mit inneren Kurbeln:

Q die Belastung eines Achsenhalses in Kilogr.,
P den Druck gegen einen Kurbelzapfen,
l_1 den Abstand vom Mittel eines Rades bis zum Mittel des Achsenhalses,
l_2 den Abstand vom Mittel eines Achsenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel,
d den Durchmesser eines Kurbelzapfens,
d_2 den Durchmesser der Achse in der Mitte,
r den Kurbelhalbmesser,

so ist zunächst:

$$d = d_2 = 0{,}32 \sqrt[3]{Q \cdot l_1} \cdot \sqrt[3]{1 + \left(\frac{P \cdot l_2}{Q \cdot l_1}\right)^2}.$$

Um nun noch den Durchmesser d_1 des Achsenhalses zu ermitteln, sollen die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0{,}32 \sqrt[3]{Q \cdot l_1} \text{ und } 0{,}335 \sqrt[3]{P \cdot r}$$

berechnet, und der Durchmesser des Achsenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe angenommen werden.

In Betreff der Zapfenlänge endlich lauten die Redtenbacher'schen Regeln:

$$l = \frac{0{,}001\; Q\,(17 + nd)}{d} \text{ und } Q = \frac{243}{\sqrt{17 + nd}} \cdot d^2,$$

worin

Q die Belastung des Zapfens in Kilogr.,
n die Zahl der Umdrehungen des Zapfens pro Secunde,
d der Durchmesser } des Zapfens in Centimetern
l die Länge

bedeutet.

§ 9. Fabrikation der Locomotivachsen. — Wir unterscheiden hier

1) die Fabrikation der geraden Achsen,
2) die Fabrikation der Kurbelachsen;

letztere werden bekanntlich nur für Motore mit inneren Cylindern angewandt.

Gerade Achsen. — Die Schmiedung der geraden Maschinen- und Tenderachsen erfolgt, wie die der Waggonachsen (deren Fabrikation bereits im II. Bande Capitel III. abgehandelt wurde) in folgenden drei Hauptoperationen:

1. Das Strecken des Rohblockes unter dem Streckhammer,
2. das Rundschmieden,
3. das Ausschmieden der Achsenhälse resp. Achsenschenkel.

man deren nicht weniger als zwei gleichzeitig in Arbeit nimmt und sich desselben Ofens bedienen kann. Die Arbeit erfolgt mittelst viertönniger Hämmer, während dieselben für die Herstellung der Kurbelachsen beträchtlich schwerer sein müssen. Die Brigade kann aus 4 Mann bestehen, den Vormann inbegriffen. Letzterer erhält beispielsweise zu Seraing (woselbst das Schmieden der Bessemerachsen seit fast zwei Decennien mit besonderer Ausdauer und neuerdings mit dem besten Erfolge geübt wird) 5 Frcs. festen Lohn, die übrigen jedoch den gewöhnlichen Schmiedelohn von 3 Frcs. Die Prämie beträgt ausserdem 4 Frcs. 50 Cts. bis 7 Frcs. (je nach den Stücken) pro 100 Kilo fertiges Gewicht und wird in vierzehntägigen Zeiträumen gezahlt.

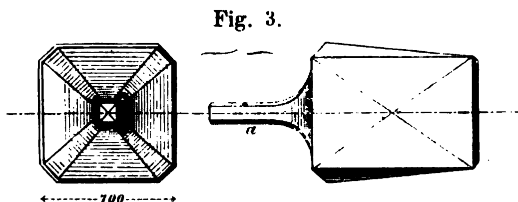
Die Achsen werden um 10 mm dicker geschmiedet in allen Durchmessern, welche auf den Drehbänken behandelt werden.

Um endlich die fertig auf Bruttodimensionen ausgeschmiedete Achse besonders weich und geschmeidig zu machen, glüht man sie nochmals im Flammenofen bei niedriger Dunkelrothhitze und lässt sie sodann unter Bedeckung mit Formsand langsam erkalten. Durch diese Operation, die nie versäumt werden sollte, erhalten die Achsen eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen Bruch und insbesondere einen gleichen Weichheits- resp. Härtegrad in allen ihren Theilen.

Fabrikation der Kurbelachsen.[14]) — Aus den bereits im Eingange angeführten Gründen wird die Fabrikation dieser Achsen aus Eisen, als heute veraltet, übergangen und nur das Verfahren bei deren Herstellung aus Gussstahl erläutert werden, mit dem Bemerken, dass das Fabrikationsprincip für alle Kurbelachsen dasselbe bleibt, welches auch immer die Dimensionen und Gewichte sein mögen.

Eine Kurbelachse von beispielsweise 1200 Kilogr. fertigen Gewichtes geht aus einem gegossenen Gussstahlblocke (Ingot) hervor, dessen Gewicht mindestens 100 % mehr beträgt, mit Rücksicht auf die Summe des Materialverlustes bei sämmtlichen Operationen im Feuer. Der schwach conische Rohblock (s. Fig. 3) besitzt 700—800 mm im Quadrat, und eine dem Gewicht entsprechende Länge, wobei das Verhältniss des Durchmessers zur Länge bei den in Rede stehenden grossen Rohblöcken 1 : 1, 1 : 1¼, höchstens 1 : 1½ beträgt. Der mit angegossene Ansatz *a* dient zum Dirigiren des Stückes bei den folgenden Operationen unter dem Hammer. Diese Handhabung erfolgt mit Hülfe einer rundgeschmiedeten eisernen Stange, deren Ende zur Aufnahme von *a* eine entsprechende becherförmige

Fig. 3.



---

[14]) Die Kurbelachsen (oder Kropfachsen) dienen bekanntlich zur directen Aufnahme der Umtriebskraft bei Locomotiven mit innerer Anordnung der Cylinder. Wenn auch solche Locomotiven auf dem Continente bisher im Vergleich zu den Locomotiven mit Aussencylindern in beschränkter Anzahl thätig sind, so sind sie doch in vieler Hinsicht beachtenswerth, und hat der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen in neuester Zeit auch dieser Construction seine Aufmerksamkeit zugewendet, indem der Düsseldorfer Versammlung Deutscher Eisenbahn-Techniker (September 1874) unter Anderem die Frage zur Beschlussfassung vorlag:

»Sind auf Bahnen des Vereins in den letzten Jahren Locomotiven mit innenliegenden Cylindern in grösserem Maassstabe beschafft worden und liegen wirkliche Erfahrungen über die Frage vor, ob und unter welchen Bedingungen die innenliegenden oder aussenliegenden Cylinder den Vorzug verdienen?«

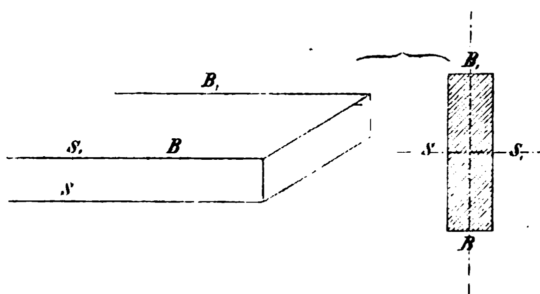
Einige Notizen über die Herstellung der bezüglichen Achsen erscheinen daher zeitgemäss.

Höhlung resp. Erweiterung besitzt. Das entgegengesetzte Ende dieser Stange ist mit Gegengewicht versehen, während im Schwerpunkte des Ganzen die Krahnkette angreift.

Der betreffende, zur Kurbelachse zu verarbeitende Gussstahlblock wird zunächst im Flammenofen mit entsprechend weiter Arbeitsöffnung so lange behandelt, als erforderlich ist, um ihn durch und durch in schmiedegerechte Temperatur zu versetzen.[15]) Dabei befindet sich jedoch der Ansatz *a* ausserhalb des Ofens (immer in Verbindung mit der am Krahn schwebenden Manövrirstange), und es wird die Arbeitsöffnung des Ofens mit einer Mauerung aus feuerfestem Material provisorisch verschlossen. Es versteht sich von selbst, dass diese Mauerung bei jeder Herausnahme (beim »Ziehen«) des Stückes vollständig zerstört wird, und dass eine jedesmalige Erneuerung derselben nach Wiedereinführung (dem »Setzen«) des Stückes seitens der Brigade erforderlich ist. In der Mauerung verbleiben einige kleine Löcher behufs Beurtheilung der Temperatur, wobei sich das Garsein durch eine besondere Farbe des Stückes anzeigt.

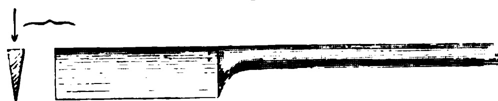
Das in angegebener Weise behandelte Stück wird sofort unter einem 15- bis 18tönnigen Dampfhammer (die schwersten, die überhaupt für die Fabrikation von Eisenbahnmaterial in Anwendung kommen) in eine Bramme umgewandelt, deren Breite gleich ist der Bruttokurbelhöhe, und deren Länge gleich der Bruttokurbellänge der zu erzeugenden Kurbelachse, jedoch mit Zugabe von durchschnittlich 25 mm in jeder Richtung, behufs der späteren Bearbeitung des Stückes auf den Drehbänken etc.

Fig. 4.



Ist also im vorstehenden Beispiel die Länge der Kurbel $xy =$ 230 mm (für 460 mm Kolbenhub), so hat man eine Bramme von der vollen Kurbelbreite BB_1 (vergl. Fig. 4) zu erschmieden und von der Kurbeldicke (Plattendicke) SS_1 mit der entsprechenden Materialzugabe behufs Nacharbeiten. Wir haben auf der in Taf. XXXVIII, Fig. 1 und 2 gezeichneten Kurbelachse, auf die wir uns im Nachfolgenden beziehen werden, die vorgeschmiedeten Dimensionen durch die geraden äusseren Begrenzungslinien anzugeben versucht.

Fig. 5.



Die in beschriebener Weise vorgeschmiedete Bramme parallelepipedischer Form (s. Fig. 4) kehrt in den Flammenofen zurück, gelangt in nochmalige Hammerhitze und wird sodann durch Aufhalten eines keilförmigen Instrumentes (s. Fig. 5) an drei

[15]) Es ist dies bei so mächtigen Stücken eine sehr schwierige, die allergrösste Sorgfalt erheischende Aufgabe. Während beim Eisen das aus verschiedenen Elementen combinirte Paquet unbedenklich der Weisshitze unterworfen werden kann, darf dieser Temperaturgrad dem Bessemerstahl nicht ertheilt werden, weil er dabei entweder eingeschmolzen oder im Kohlenstoffgehalte nachtheilig modificirt würde, während doch zugleich — hier wie dort — eine völlig gleichmässige Durchhitzung Hauptbedingung des Erfolges bleibt.

Stellen mit Ausschnitten (F, E, F_1) versehen unter den rammenden Schlägen des Hammers.[16])

Selbstverständlich müssen diese Ausschnitte nach einer auf die Bramme gebrachten Blechschablone natürlicher Grösse, welche die Form von Fig. 6 besitzt, richtig auf dem Stücke gesetzt werden, so dass die Bramme nach Vollendung der Ausschnitte F, E, F_1 genau die Form von Fig. 6 erhält, unter welcher man sich daher eben sowohl die Schablone als das Stück selbst vorstellen kann. Es wird durch die soeben beschriebene Operation die Trennung der Kurbelmassen KK_1 vermittelst des ertheilten Mittelausschnittes E eingeleitet und ausserdem, vermöge der Seitenausschnitte F und F_1 die Welle gebildet.

Ferner giebt man in derselben Hitze noch die Lochungen z und z_1 in den Mittellinien ww_1 und vv_1 (s. Fig. 6) der beiden Kurbeln K und K_1, damit die spätere Ausstossung der Kurbelräume auf den Verticalhobelmaschinen entsprechend erleichtert und vereinfacht werde.

Das richtige Setzen der Lochungen zz_1 erfolgt gleichfalls nach der oben erwähnten und gezeichneten einfachen Blechschablone (Fig. 6), und zwar einfach in

Fig. 6.

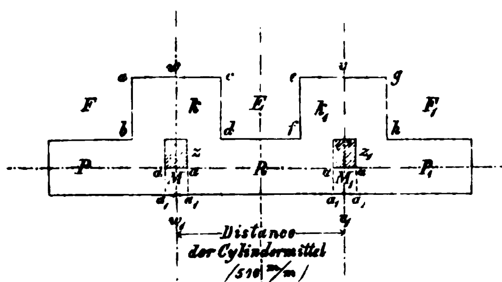
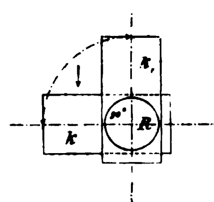


Fig. 7.



der Weise, dass man einen massiven prismatischen (oder auch cylindrischen) Stahlkörper, vom Querschnitte $z = z_1$, unter der Einwirkung des Dampfhammers durch die Masse der Bramme hindurchtreibt.

In einer dritten und vierten Hitze, die indessen nur partiell gegeben werden, erfolgt sodann das Rundschmieden der Wellenenden P und P_1 vermittelst des erwähnten Dampfhammers und zwar nach gleichem Princip, wie bei der Erzeugung der geraden Achsen, d. h. unter Drehung des Stückes um gleiche Winkel und geringem Hube. Es findet dabei zugleich eine gewisse Streckung, sowie das Abhauen auf Bruttolänge statt, wobei man sich wiederum des keilförmigen Instrumentes (s. in Fig. 5, p. 738) bedient.

Da die Kurbeln unter 90° verstellt werden müssen, so wird schliesslich, in einer fünften Hitze, der mittlere Wellentheil (R in Fig. 6), also derjenige Theil, welcher sich zwischen beiden Kurbeln befindet, im Schmiedefeuer weisswarm gemacht, während das Uebrige schwarz bleibt. Man lässt sodann, um die Operation vorzunehmen, die eine Kurbelebene K (s. Fig. 7) horizontal auf dem Ambose unter dem ruhenden Drucke des Hammergewichtes liegen, und verbindet die freie Kurbel K_1, vermöge eines angeschraubten eisernen Hebels entsprechender Länge, mit der Kette des Hebekrahns. Die Aufbiegung der Kurbel K_1 aus der gemeinsamen Kurbelebene

[16]) Das Durchschneiden erfolgt selbstredend zunächst nur bis auf die Mitte, worauf das Stück umgekehrt und von der anderen Seite her in gleicher Weise behandelt wird, so lange bis der gänzliche Durchschnitt erfolgt ist.

4) Rohdrehen der 4 äusseren Parallelflächen beider Kurbeln (*ab* — *cd* — *ef* — *gh*).[17]

5) Auftragen des halben Hubes (in unserem Falle 230 mm, da der Hub 460 mm beträgt).

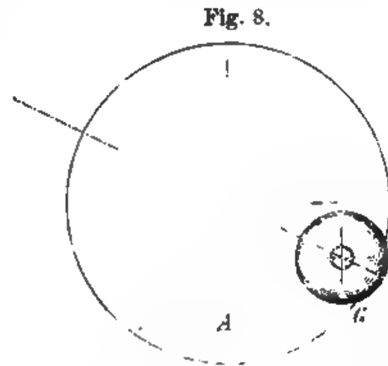
6) Ausstossen der Kurbelräume *M* und M_1, wobei man bis an die in der Schmiede erzeugten Lochungen *z* und z_1 heranrückt.

Die Breite dieser Ausschnitte richtet sich natürlich nach der in die Zeichnung eingetragenen Entfernung, in unserem Falle 95 mm, d. h. entsprechend der Lagerbreite des Bleuelstangenkopfes, welche von der Kurbelmittellinie halbirt zu beiden Seiten hin aufgetragen und sorgfältig angekörnt werden muss. Dann erst beginnt das Aushobeln der Räume nach den punktirten Begrenzungslinien (aa_1 in Fig. 6, p. 739) unter der Verticalhobelmaschine.

Als Regel gilt beim Ausstossen, dass diese Ausschnitte mindestens 12 mm vom Ajustirungsumfange des abzudrehenden Kurbelzapfens entfernt abgebrochen werden müssen, widrigenfalls das Ajustiren der Kurbelzapfen nicht hinreichendes Material für die erforderliche mathematische Centrirung und Rundung des Zapfens vorfinden dürfte; wie denn überhaupt die Behandlung der Kurbelachsen auf den Drehbänken zu den schwierigsten Arbeiten gehört, die im Locomotivbau vorkommen, weshalb sie nur den bewährtesten, zuverlässigsten und geübtesten Drehern überlassen wird, die vorzugsweise nur solche Arbeiten vollziehen.

7) Drehen der Kurbelzapfen. Nach dem Ausstossen der Kurbelräume gelangt das Stück auf die Drehbank zurück, woselbst zunächst die zwei Kurbelzapfen, d. h. die Angriffspunkte der Bleuelstangen, dem Abdrehen unterworfen werden. Das Umdrehungscentrum ist dabei der Punkt *x* (s. Fig. 1 auf Taf. XXXIII), welcher im Mittel *C* der Planscheibe *A* liegen muss. Es muss daher infolge der excentrischen Montirung der Kurbelwelle *W*, das gestörte Gleichgewicht durch Anbringung eines Gegengewichtes an der entgegengesetzten Peripherie der Planscheibe äquilibrirt werden. In nebenstehender Fig. 8 ist demnach *A* die Planscheibe, *W* die Kurbelachse, *C* das Drehungscentrum und *G* das Gegengewicht.

Fig. 8.



8) Feindrehen aller cylindrischen Theile der Welle auf den genauen Durchmesser der Zeichnung, wobei man sich zur Controle der bekannten Stahlschablonen bedient.

[17]) Für die sub 3) und 4) aufgeführten Manipulationen sind besondere sehr kräftige Drehbänke construirt, welche indessen nur für solche Werkstätten sich empfehlen, die sich vorzugsweise mit der Fabrikation resp. den Vollendungsarbeiten von Kurbelachsen beschäftigen wie z. B. die Werke von Fr Krupp in Essen, Seraing, die Eisenbahnwerkstätten zu Crew u. A.; in genannten Werkstätten sind derartige Drehbänke in Wirksamkeit, die gleichzeitig mit 7—9 Drehstählen selbstthätig arbeiten. Diese Drehstähle sitzen einzeln oder auch zu zweien in besonderen Supporten, und es vertheilen sich die vorzunehmenden Arbeiten wie folgt. Die eigentliche Achse wird durch drei Stähle bearbeitet, von denen einer den cylindrischen Achsentheil zwischen beiden Kurbeln bearbeitet, während die anderen beiden Stähle die Achsenden, ausserhalb der Kurbeln abdrehen. Je nach Form und Länge dieser Achsentheile sind auf jeder Seite 1 oder auch 2 Stähle in Thätigkeit (im letzteren Fall also 5 Stähle zum Drehen der Cylinder-Achse und Lagerstellen). Gleichzeitig bearbeiten je 2 Stähle die parallelen Aussenseiten der Kurbeln, so dass 7 resp 9 Stähle gleichzeitig ungehindert in Thätigkeit sind und, hierdurch sehr viel Zeit erspart wird.

die Geschwindigkeit in Betracht kommt.[18]) Das Maschinengewicht wird auch bei ihnen meistens auf volle Adhäsion benutzt, und treten diese Typen vielfach als Tendermaschine auf, sowie insbesondere auch als Berglocomotive vor Personenzügen, mit oder ohne Separattender.

Die Maschinen der dritten Gruppe (1,600 m—1,800 m) bilden die eigentlichen Personenzugmaschinen und besitzen meistens zwei gekuppelte Achsen und ein Laufwerk. Sie arbeiten folglich nur mit partieller Benutzung des Maschinengewichtes auf Zugkraft. Bei französischen und belgischen Maschinen findet man auch öfters zwei Laufräder, von denen eins vorn, eins hinter den Trieb- und Kuppelrädern placirt ist, angeordnet.

Die Laufraddurchmesser wurden bei Gelegenheit der Vordergestelle (vgl. Cap. XVII) eingehend erörtert, weshalb hier nur erwähnt sei, dass dieselben zwischen den Grenzen von 0,900 m—1,400 m auftreten. Die kleinsten Dimensionen finden sich bei den in Wendeschemeln vereinigten Räderpaaren,[19]) und zeigt eine in Paris ausgestellte amerikanische Locomotive hierbei Räder von 0,76 m Durchmesser.

Wir fügen an dieser Stelle die Abmessungen der Räder der Normal-Maschinen der Preussischen Staatsbahnen hinzu, welche sich ebenfalls in den vorstehend ermittelten Grenzen bewegen. Die resp. Durchmesser dieser Normal-Güter- und Personenzug-Locomotiven sind auf 1200 resp. 1600 mm festgestellt; die der Laufräder auf 1000 mm; bei einer mittleren Radreifstärke von 65 mm ergiebt sich daher:

für Güterzuglocomotiven:	äusserer Durchmesser der Trieb- und Kuppelräder	= 1330 mm,
für Personenzuglocomotiven:	- - - - - -	= 1730 mm,
	- - - Laufräder	= 1130 mm.

§ 11. Radconstruction. — In Betreff der Construction der Locomotivräder sehen wir heute nur noch das schmiedeeiserne Speichenrad mit schmiedeeiserner Nabe vor uns, wenn von einzelnen Fällen abgesehen wird, wo gussstählerne Scheibenräder in Anwendung kommen. Wir kommen auf diese letzteren Räder weiter unten, bei Gelegenheit der Fabrikation, eingehender zurück, und bemerken hier nur, dass dieselben bisher meist nur für kleinere Raddurchmesser in beschränktem Maasse auch für Locomotiv-Triebräder zur Ausführung gelangten.[20]) — Das Gusseisen kommt als

[18]) § 163 der Technischen Vereinbarungen (Constanz 1876) bestimmt als Triebraddurchmesser im Minimo:

1) für Züge bis 25 Kilometer Geschwindigkeit pro Zeitstunde 0,900 m,
2) für Züge bis 30 Kilometer Geschwindigkeit pro Zeitstunde 1,100 m,
3) für Züge bis 45 Kilometer Geschwindigkeit pro Zeitstunde 1,300 m,
4) für Züge über 45 Kilometer Geschwindigkeit pro Zeitstunde 1,500 m.

[19]) § 162 der Technischen Vereinbarungen bestimmt den Durchmesser der Wagen- und Tenderräder auf mindestens 900 mm. Dies dürfte wohl auch zweckmässig für die Laufräder der Locomotive als zulässiges Minimum gelten (?).

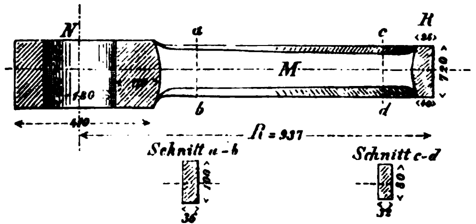
[20]) In Bezug auf das Material der Locomotivräder lauten die Bestimmungen der Technischen Vereinbarungen (Constanz 1876) wie folgt:

»§ 156. Räder aus bestem Schmiedeeisen oder Stahl haben sich für Locomotiven, Tender und Wagen am meisten bewährt; für die Naben ist auch die Anwendung von Gusseisen zulässig etc.«

Es darf unter solchen Umständen nicht befremden, wenn wir (von den Wagenrädern ganz abgesehen) auf deutschen Bahnen auch heute noch eine grosse Anzahl von Locomotiven finden, deren Räder gusseiserne Naben besitzen. Allein auf den sächsischen Bahnen coursiren noch hunderte solcher Locomotiven, von Hartmann und von Borsig, die freilich ausschliesslich älteren Epochen des Maschinenbaues angehören. Niemand bezieht heute in Deutschland noch Locomotivräder mit Gussnaben, wenn dieselben auch immerhin durch die Technischen Vereinbarungen sanctionirt sind. In England, Belgien und Frankreich sind die gusseisernen Naben unbekannt und selbst für Waggonräder principiell oder gewohnheitsmässig ausgeschlossen. Die für deren Fabrikation in diesen Ländern bestehenden Einrichtungen arbeiten nur für ausländische Bestellungen, insbesondere für Russland. In neuerer Zeit haben auch auf den deutschen Bahnen die ganz schmiedeeisernen Räder die ausgedehnteste Verbreitung gefunden, indem Räder mit gusseisernen Naben (wie

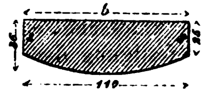
überall gleichen Querschnitt besitzen. Ist daher beim Locomotivrade *N* die Nabe, *R* der Kranz und *M* ein Arm (vergleiche Fig. 13), so ist Schnitt *ab* stets grösser als *cd*. Dabei müssen jedoch, normal zur Armachse genommen, die sämmtlichen Armquerschnitte sich ähnlich sein.

Fig. 13.



Der innere Kranz (der Radkranz im engeren Sinne des Wortes, auch Felgenkranz genannt, zum Unterschied vom Radreifen oder der Bandage) erscheint im fertigen Rade als continuirlicher Ring, mit welchem die Speichen oder Radarme solide verschweisst sind, wodurch erst der vollendete Radkörper entsteht. Die Form des Querschnittes ist entweder das reine Rechteck oder nach dem Radinnern convex abgrundet (Fig. 14). Die Querschnittsdimensionen für Locomotiven betragen gewöhnlich nicht unter 120 $\times$ 40 mm, während der innere Durchmesser des Ringes abhängig ist vom Durchmesser des Radsternes.

Fig. 14.



Die eigentlichen Kurbelnaben als Radbestandtheil treten uns überall da entgegen, wo die Constructionsverhältnisse der Locomotive die Anwendung derselben zulassen, denn es wird Niemandem einfallen Separatkurbeln in Anwendung zu bringen, wenn die Locomotiv-Construction die Anbringung der Kurbelzapfen in die Radnabe irgend gestattet.

Die Kurbelnaben finden sich sonach bei allen Locomotiven mit innerem, zwischen den Rädern liegendem Rahmengestell und aussenliegenden Cylindern.

Liegen dagegen die Rahmen ausserhalb der Räder und ist die Maschine mit aussenliegenden Cylindern construirt, so sind für den Angriff der Bleuelstange besondere Kurbeln auf die verlängerte Achse, ausserhalb der Rahmen aufzusetzen; desgleichen sind bei dergleichen gekuppelten Maschinen auf den Kuppelachsen separate Kuppelkurbeln erforderlich. Auf eine Abart dieser Separatkurbeln — die sogenannten Hall'schen Kurbeln — kommen wir nachstehend noch zurück.

Bei Maschinen mit innenliegenden Cylindern sind die Kurbeln durch die gekröpfte Kurbelachse ersetzt. Sind dergleichen Maschinen ungekuppelt, so bedürfen sie keiner weiteren Separatkurbeln und die Radnaben werden sonach einfach concentrisch zur Achse, ähnlich wie gewöhnliche Tender- oder Waggonräder geformt. — Sind dagegen die Maschinen mit innenliegenden Cylindern gleichzeitig gekuppelt, so ist wieder zu unterscheiden, ob die Locomotivrahmen innerhalb oder ausserhalb der Räder liegen. — Im ersten Falle würden die Radnaben als Kurbelnaben für die Anbringung der Kurbelzapfen zu formen sein, während im zweiten Fall die Radnabe einfach concentrisch verbleibt und besondere Kuppelkurbeln in Anwendung zu bringen sind. Auf besondere Ausnahmsconstructionen, die die Form der Radnabe bedingen, werden wir später bei Besprechung der Kurbeln näher zurückkommen, glauben indess hier bereits ein Wort über die vorerwähnten Kurbeln nach System »Hall« einschalten zu müssen.

Wie oben erörtert, wird bei Maschinen mit ausserhalb der Räder liegendem Rahmengestell und ausserhalb liegenden Cylindern die Anwendung von Separatkurbeln für Trieb- resp. Kuppelräder erforderlich. Diese Construction wird indessen dadurch erschwert, dass laut bestehender Bestimmungen die Maximalbreite der Locomotive ein bestimmtes Maass nicht überschreiten darf. Bei Lastzugmaschinen mit grösseren Cylindern ist es nun kaum möglich diese gesetzliche Maximalbreite inne halten zu können, da die sämmtlichen Constructionstheile,

solches nur irgend thunlich ist zu beseitigen und sich nicht zu sehr auf die Ausgleichung jener Störungen durch rotirende Massen zu verlassen, zumal die Erfahrung mehrfach gelehrt hat, dass grosse Gewichte bei grossen Geschwindigkeiten die Schienen hammerartig bearbeiten und infolge dessen ungleiche Abnutzung der Radbandagen bedingen. Uebrigens geben die von Weisbach, Redtenbacher, Lechâtelier und Anderen aufgestellten Formeln häufig zu schwere Gegengewichte, welche sich in dem disponibeln Radraume nicht wohl unterbringen lassen, ein Fall, der bei den Güterzugmaschinen mit kleinen Rädern, äusseren Cylindern und vielen Kuppelachsen sehr häufig eintritt, indem alsdann die hin- und hergehenden Massen namhafte Gewichte repräsentiren, die Gegengewichte also sehr gross ausfallen müssen.

Bei der Mehrzahl der Locomotiven bilden die Gegengewichte mit den Speichen ein geschmiedetes Ganze, bei anderen sind dieselben zwischen die Speichen (aus Gusseisen bestehend) eingesetzt und durch zwei in der Radebene befindliche Platten gedeckt, mit denen sie solide verschraubt oder vernietet sind. Beide Methoden haben sich in der Praxis bewährt, doch muss der ersteren, ihrer grösseren Solidität halber, selbstverständlich der Vorzug gegeben werden, nach dem Grundsatze, dass Alles, was

---

insbesondere der äusseren Achsen. Sie wird zunächst durch das Verticalspiel der Achsbüchsen und Federn compensirt, und — in weiterer Consequenz — durch die dieselben verbindenden, in der Rahmenebene gelagerten Balanciers aufgehoben, oder, richtiger gesagt, auf die anderen Achsen vertheilt. Wenn die Cylinder die theoretisch richtige Lage haben, so entsteht statt des Nickens das »Wogen«.

4. Das Wanken, als diejenige Kraft, welche eine Schwingung um die durch den Schwerpunkt in der Richtung der Kesselachse gedachten horizontalen Linie bezeichnet. Sie wirkt auf Variation der Belastung zweier an einer Achse befindlichen Räder, und kann daher nur durch Querfedern oder Querbalanciers aufgehoben werden; am vollkommensten durch die Achsenbalancirung nach System Haswell, wo bekanntlich die Achse selbst den Balancier bildet.

Andere Störungen können theoretisch nicht vorhanden sein; in der Praxis treten zu obigen vier Kraftwirkungen indessen noch diejenigen Störungen, welche aus den Unvollkommenheiten des ganzen Oberbaues, insbesondere des eigentlichen Fahrgestänges hervorgehen, deren Resultanten gleichfalls auf Variation der Achsenbelastung einwirken müssen; wir nennen dieselben »Secundärstörungen«, weil sie unabhängig sind vom Organismus der Locomotive und erst von aussen hinzutreten.

Wir wissen, dass die erstgenannten Störungen, insoweit sie aus der Natur der Wirkungsweise der Triebkräfte resultiren, gar nicht, insofern sie aus der Trägheit der Zwischenmassen hervorgehen, zum Theil durch rotirende Massen in den Radebenen ausgeglichen werden können; was aber die letzteren, die Secundärstörungen, betrifft, so können dieselben eben nur durch entsprechend vervollkommnete Construction des Schienenweges und eine daraus resultirende »hohe Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise« vermindert oder ganz aufgehoben werden.

Als Resumé lassen sich theoretisch die Hauptmomente, welche bei der Construction der Locomotive als leitend gelten müssen, behufs Erzielung möglichster Stabilität des Laufes, wie folgt, präcisiren:

1. Reduction des Hebelarmes des Kräftepaars der horizontalen Störungen, d. h. Anwendung innerer Cylinder.

2. Ertheilung eines grösstmöglichen Totalradstandes (wohl zu unterscheiden vom »festen« Radstande, der dabei sehr klein sein kann).

3. Anwendung von Balanciers und Querfedern, behufs Ausgleichung der Rad- und Achsenbelastungen.

4. Absolute Leichtigkeit aller bewegten Massen, resp. möglichste Ausgleichung derselben durch Gegengewichte.

Ob dabei der Kessel auf drei, vier oder sechs Stützpunkten ruht, ist für diese Betrachtung weniger wesentlich, obgleich die ad 3. und 4. bezeichneten Schwankungen der Maschine — das Nicken und das Wanken — durch zweckmässige Anordnung der Federaufhängung bedeutend abgeschwächt werden können.

noch in Anwendung. Desgleichen finden wir dasselbe System in den Borsig'schen und den meisten deutschen Locomotivbauanstalten, auch bei Beyer und Peacook in Manchester, sowie ferner auf den westphälischen Hüttenwerken, welche sich mit Radfabrikation beschäftigen, bei Krupp in Essen, auf der Union in Dortmund, auf den Bochumer Gussstahlwerken, und vielen anderen, mit unwesentlichen Modificationen adoptirt. Es tritt bei diesem System keine selbstständig vorgearbeitete Nabe in Anwendung, sondern es wird dieselbe durch die entsprechend vorgearbeiteten, gegen das Centrum sternförmig zusammenstossenden Radspeichen direct gebildet und dabei zugleich durch die Hinzufügung zweier Deckplatten, welche oben und unten mit dem Centrum verschweisst werden, die erforderliche Nabenmasse verstärkt. Diese Methode hat in ihren Einzelheiten, namentlich in den letzten Jahren, wesentliche Verbesserungen erfahren, die, wenn auch oft an sich unbedeutend erscheinend, dennoch für die Massenproduction von grosser Bedeutung werden; insbesondere gilt dies von der weiteren Ausbildung des Formschmiedens auf die Erzeugung der Arme und Kranzsegmente, den Modus der Verschweissung beider, die Fabrikation der Kurbelnaben auf dem Wege des Formschmiedens etc. Wir kommen später noch näher hierauf zurück. —

Beim System Brunon wird eine selbstständige Nabe unter Formhämmern direct aus der Luppe resp. Bramme erzeugt, welche an ihrem Umfange die der Speichenanzahl entsprechende Zahl von Ansätzen (Nasen) trägt, deren Material die solide Verschweissung der Speichen mit dem Körper der Nabe vermitteln hilft. Ob nun die Form der Nabe vermöge der hydraulischen Presse oder vermittelst des Dampfhammers hergestellt wird, ist für das System der Radfabrikation selbstredend ohne Bedeutung.

Beim System Biquet wird die Nabe selbstständig erzeugt und alle Arme gleichzeitig mit ihr unter Formhämmern geschweisst.

Der Radkranz der Speichenräder erscheint entweder als selbstständiger Ring, mit welchem die Speichen verschweisst sind (System Biquet), oder er wird aus Segmenten zusammengesetzt, welche mit den Speichen ein Ganzes bilden und die unter sich durch Keile verschweisst werden behufs Herstellung eines continuirlichen Radumfanges.

Die nach System Biquet dargestellten Räder zeichnen sich durch Gleichförmigkeit und Exactheit aus und bedürfen daher nur sehr geringer Nacharbeit; da die Operationen indessen grossartige Anlagen erfordern, eine eigene Giesserei für die Formen, viele Dampfhämmer, Oefen, Hülfsmaschinen etc., so eignet sich das Verfahren nur für solche Fabriken, welche das Radschmieden zum Gegenstand der Massenproduction machen, und wo daher die Billigkeit der Herstellungskosten wesentlich in Betracht kommt.

In nicht minderem Maasse verdient indessen auch das System Sharp der Beachtung; es wird indessen diese Fabrikationsmethode von den verschiedenen Werken wesentlich modificirt angewandt, insofern dieselben theilweise mehr Werth darauf legen das Rad durch Nacharbeiten mittelst Werkzeugmaschinen zu vollenden — ein Modus, welcher z. B. von den westphälischen Hüttenwerken gehandhabt wird, und wobei das ziemlich roh geschmiedete Rad auf allen Flächen einer Nacharbeit durch Drehbänke, Stossmaschinen etc. unterworfen wird —, während andere Werke bestrebt sind die Räder möglichst sauber von der Schmiede fertig zu liefern, einem Streben, welchem wir unsere Anerkennung nicht versagen können, welches indessen nur dann mit Erfolg gekrönt werden wird, wenn die nöthigen Vorbedingungen erfüllt werden, und diese sind

seiner weiteren Verbreitung bisher im Wege gestanden hat und — wir wissen nicht auf wie viel Jahre — auch in Zukunft noch im Wege stehen wird. Dann aber steht nicht zu bezweifeln, dass gerade diese Methode — eben weil sie die Schweissprocesse umgeht — der Anhänger gar viele finden werde, zumal solche, die sie heute nur vom Hörensagen kennen und als gesuchte Complication der Räderfabrikation belächeln. In Wahrheit ist sie die einfachste aller Fabrikationsmethoden und hat namentlich deshalb Zukunft zu erwarten, weil sie die Möglichkeit darbietet, das Locomotivrad aus Bessemerstahl herzustellen, ein Gedanke, der, so lange es sich um Schweissprocesse handelt, selbstverständlich Phantasie bleiben wird.

Das Radschmieden als solches erfolgt bekanntlich entweder unter Dampfhämmern oder vermittelst hydraulischer Pressen. Letzteres Verfahren, das Formschmieden auf hydraulischem Wege, welches übrigens nicht nur auf Räder, sondern auch auf andere Locomotivtheile als formbildende Vorarbeit angewendet wird, ist vornehmlich von Haswell in Wien cultivirt worden, ebenso von Borsig und Schwartzkopff in Berlin acceptirt, und hat im Laufe der letzten zehn Jahre bedeutende Verbesserungen und Vervollkommnungen erfahren.

Die Methode besteht einfach darin, dass man die in Schweisshitze versetzten Luppen vermittelst eines hydraulischen Kolbens (von beiläufig 500 mm Durchmesser) in die bezüglichen Matrizen und Patrizen hineinpresst. Was also anderwärts mit dem Dampfhammer geschieht, erfolgt hier vermittelst der Presse. Das Princip des Formschmiedens, sowie dessen Zweck bleibt dabei ganz dasselbe.

Die Speisung der Haswell'schen Presse erfolgt durch eine Dampfmaschine, welche zum Betrieb der hydraulischen Pumpe dient, die ihrerseits den Kolben speist. Beim Pressen bedient man sich in der Regel eines Druckes von 422 Kilogramm pro Quadratcentimeter (also circa 400 Atmosphären). Dies sind in der That wohl die grössten hydraulischen Pressungen, welche die moderne Maschinentechnik bei ihren Arbeiten aufzuweisen im Stande sein dürfte, wobei in Erinnerung gebracht wird, dass zum Aufpressen der schwersten Triebräder auf ihre Achsen allerhöchstens 200 Atmosphären in Anwendung kommen, in der Regel indessen nicht die Hälfte dieses Druckes.

Beim Betriebe wird der Kolben zunächst durch sein eigenes Gewicht zum Niedergang bis zum Pressstück veranlasst, und der leere Raum über dem Kolben (der Cylinder) durch ein oberhalb befindliches Reservoir ganz mit Wasser gefüllt. Ist der Kolben in Contact mit der (in Schweisshitze befindlichen) Luppe, so wird die Pumpe in Thätigkeit gesetzt, und der Kolben demnach hydraulisch, zum weiteren Niedergange d. h. zum Auspressen der Luppe in die vorliegenden Formräume der Matrize und Patrize gezwungen.

Derartige Pressen dienen nicht nur für Räder, sondern auch zur Rohformung der Excenter, der Achsenbüchsen, Stangenköpfe, Kolben, Kurbeln etc., sowie sie auch für gewisse Streckprocesse sich eignen.

Die aus den Formen hervorgehenden Maschinentheile zeigen dieselben Näthe, wie die in Formen mit Hülfe des Dampfhammers erzeugten Stücke, und zeigen dieselbe Sauberkeit und Vollkommenheit wie letztere, deren Herstellung bekanntlich allen an Façonschmiederei zu stellenden Anforderungen Genüge leisten. Dahingegen gestattet die Façonpressung die Herstellung complicirterer Maschinentheile und liefert dieselben in so grosser Vollkommenheit, dass dieselben in Genauigkeit der Form kaum denen aus Gusseisen durch Kastenguss hergestellten Stücken nachstehen. Es ist sonach durch die Schmiedepresse die Möglichkeit geboten, Maschinentheile aus

Weise die erforderliche Endenverstärkung, die zum späteren Eintritt in die Radnabe dient.

Behufs weiterer Formbildung ist sodann eine Behandlung des Stückes unter dem in Fig. 17 dargestellten Façonhammer erforderlich, wodurch dem Armende C die zum Eintritt in die Nabenbildung erforderliche Form und Dimension mit grösster Genauigkeit ertheilt wird. Der Ambos A besitzt zu diesem Behufe die beiderseitig offene profilirte Rinne ($g h_1 i_1 k_1$), genau entsprechend dem Profile des Hammers B. Die Operation erfolgt in derselben, dem Stücke nach dem vorhin erwähnten Streckprocesse noch verbliebenen Hitze. Dabei muss bemerkt werden, dass ein Theil der Ambos- und beziehungsweise der Hammerfläche eine gerade Bahn besitzt, behufs hochkantiger Bearbeitung des Stückes, indem nämlich die Behandlung desselben in der profilirten Rinne eine seitliche Streckung mit zur Folge hat, welche durch die zeitweilige Einführung zwischen die gerade Hammer- und Ambosfläche wiederum compensirt wird. In dieser Weise wird fortgefahren bis das Anhalten der Schablone die Richtigkeit der Dimensionen ergiebt.

Fig. 17.

Die dritte und letzte Operation in derselben Hitze besteht in der Ertheilung der richtigen Conicität des Armstückes und in dessen Abschneiden auf die erforderliche Länge. Das Stück gelangt zu diesem Behufe unter einen Streckhammer mit gerader Bahn und gerader Ambosfläche, bis die angehaltenen Schablonen die Richtigkeit der Dimensionen erkennen lassen. Der Arm ist alsdann soweit fertig, um mit dem Segmentstück, welches zur Kranzbildung dient, in Verbindung gebracht werden zu können. Es geschieht dies durch Versetzung des dünneren Armendes in gute Weisshitze, während gleichzeitig das betreffende Segmentstück im Schmiedefeuer weisswarm gemacht und mittelst einiger Hammerschläge mit dem Arme rechtwinkelig verschweisst wird.

Die Segmentstücke werden aus der geraden Walzbarre auf die erforderliche Länge geschnitten und gelangen im geraden Zustande mit dem Armende zur Verschweissung. Die Krümmung nach dem Radcentrum wird jedoch in derselben Hitze ertheilt, und zwar wiederum mittelst Formhammer und Formambos. Die Hammerbahn besitzt zu diesem Behufe die nach dem Radcentrum bemessene Krümmung $l m n$, entsprechend der Krümmung der Ambosfläche $h i k$. (Vergl. Fig. 18.) Um das Stück leicht aus- und einzubringen, müssen die Backen A und A_1, welche den Ambos bilden, auseinander schiebbar sein, doch aber während der Schmiedearbeit fest zusammenhalten. Es geschieht dies vermittelst der vier, mit Hülfe einer einfachen Hebelverbindung vor- und zurückschiebbaren eisernen Bügel ($r r$), die im vorgeschobenen Zustande die Backen gegeneinander halten, im zurückgezogenen dagegen die Backen frei lassen, so dass sie leicht mit Hülfe der zwischengebrachten

Hitze gemacht, welche, da das Speichenende bereits nahe dem Hitzegrade erwärmt ist, im Augenblicke erreicht wird, und wird dann die Speiche in den zweitheiligen resp. seitlich offenen Amboseinsatz zurückgebracht und die Felge, welche zu diesem Behufe in einem zweiten Schweissofen oder Schrankfeuer in Schweisshitze bereit gehalten wurde, aufgeschweisst (Fig. 27). Durch die Form des Ambos werden die Hohlkehlen, welche den Anschluss der Speiche an die Felge vermitteln, genau nach Wunsch geformt, wie anderseits auch die richtige Lage des Felgenstücks durch eine passende Vertiefung auf der Ambosbahn gesichert und so das genaue, winkelrechte Aufschweissen desselben gewährleistet wird.

Fig. 26.



Fig. 27.



Der fünfte Hammer hat den Zweck die vollendete Fertigstellung der Speichen zu bewirken, indem unter demselben die Felgenstücke richtig, dem bestimmten Raddurchmesser entsprechend gebogen, gleichzeitig auf der dem Centrum des Rades zugekehrten Fläche gewölbt und die Hohlkehlen geschlichtet und nachgepresst werden, sodass nunmehr die Speiche soweit vollendet ist, um zur Bildung des Radsternes zusammengelegt zu werden.

Sind eine grössere Anzahl Speichen, deren man stets eine Charge, d. h. einen Schweissofeneinsatz der vorgearbeiteten kurzen Barren hintereinander fertig stellt, vollendet, so werden dieselben in Chablonenringen, deren innerer Durchmesser gleich dem äusseren Durchmesser des Radsterns, zusammengelegt, unter sich durch kleine Zwischenstücke fest verkeilt, und dann zum beiderseitigen Aufschweissen der Nabendeckelplatten geschritten. Diese Nabenscheiben werden, in Gesenk geschmiedet, bereit gehalten und in besonderen Feuern bis zur Schweisshitze erwärmt. Das Centrum des im Chablonenring fest liegenden Rades wird nun zunächst auf einem Rundfeuer, dessen Construction bereits früher erläutert, erhitzt, indem dasselbe der Stichflamme des durch den Gebläsewind vertical in die Höhe getriebenen intensiven Feuerstromes ausgesetzt und auf diese Weise schnell in Schweisshitze gebracht wird. — Die Nabe wird mit einem Lehmringe umgeben, welcher die Speichen vor einer zu starken Erhitzung durch das Rundfeuer schützt. Bei erreichter Schweisshitze des Centrums wird der Radstern sammt dem Chablonenring vom Feuer abgehoben, zu welchem Zwecke der letztere mit langen Armen versehen ist, welche die Manipulationen erleichtern, unter den Dampfhammer gebracht und hier die ebenfalls in Schweisshitze gebrachten Nabenscheiben aufgeschweisst, welches durch 3—4 Schläge des ca. 15—1600 Kilogramm schweren Dampfhammers bewirkt wird. Die Form der Chablonenringe mit ihren Verlängerungsarmen ist in Fig. 28, p. 758, dargestellt, desgleichen die Art der Aufhängung derselben in dem Bedienungskrahn, durch welchen sie vom Feuer abgehoben, umgeschwenkt und unter den Dampfhammer gebracht werden.

Nach Aufschweissen der Nabenscheiben erübrigt noch das Richten des Radsternes, das Nacharbeiten der an der Nabe zwischen je zwei Speichen verbleibenden Hohlkehle und das Zusammenschweissen der einzelnen Felgentheile zu einem ganzen Radkranz. Dies Schweissen des Radkranzes wird in dem genannten Etablissement auf die in Fig. 19, p. 754, dargestellte Weise bewirkt, und zwar wird die Schweis-

sung der Felge immer zunächst zwischen den sich gegenüber liegenden Speichen bewirkt, und soll auf diese Weise jede Spannung in der Felge, welche bei späterer Inbetriebnahme der Räder so oft Felgenbrüche verursacht, vermieden werden.

Aus gleichem Grunde wird in dem Etablissement von Acceptation der Fabrikationsmethode, bei welcher zur Verminderung der Zahl der Schweissstellen im Radkranz, mehrere Speichen auf einem Stück Felge geschweisst sind (Fig. 29), Abstand genommen, obgleich

Fig. 28.

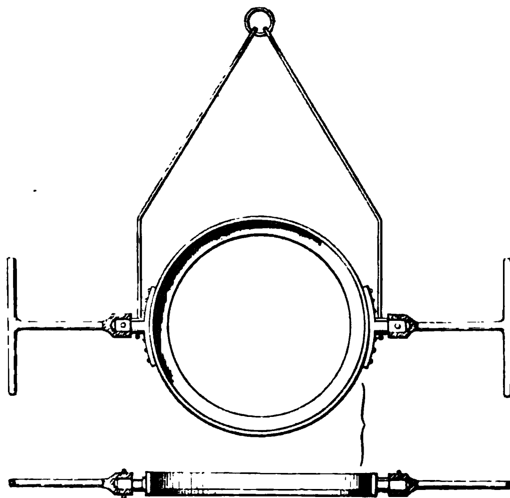
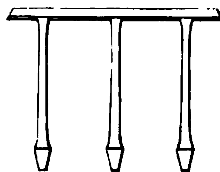


Fig. 29.



hierbei nur ca. 3—4 Schweissstellen in dem Kranz nöthig werden, während bei der oben beschriebenen Methode die Zahl der Schweissstellen sich nach der Zahl der Speichen richtet. — Ob die Gründe, welche für Ablehnung der angegebenen Fabrikationsmethode mit weniger Schweissstellen geltend gemacht werden, stichhaltig sind, mag dahin gestellt bleiben, jedenfalls aber dürfte hinsichtlich der Genauigkeit der Herstellung die vorstehend beschriebene Manier den unbedingten Vorzug verdienen. Die aus dieser Fabrikation resultirenden Räder halten in jeder Weise einen Vergleich mit Rädern, welche nach anderer Methode fabricirt werden, aus und bedürfen an Nacharbeit nur noch des Abdrehens des Radkranzes, des Ausbohrens der Nabe und des Nachstossens der Hohlkehlen an der Nabe zwischen je zwei Speichen.

Die Herstellung der eventuellen Kurbelstücke geschieht ebenfalls in Gesenken und Formen unter dem Dampfhammer und wird die Fertigstellung derselben durch Nacharbeit im gewöhnlichen grossen Schmiedefeuer bewirkt und dann das fertige Kurbelstück mit den Radspeichen gemeinsam in den erwähnten Chablonenringen zum Radstern zusammengelegt und endlich zum Aufschweissen der Nabenscheiben geschritten.

Die Herstellung der Kurbelstücke selbst geschieht in analoger Weise wie bei System Biquet und ist nachstehend ausführlich beschrieben. —

Die unter Dampfhämmern auf die Form kurzer massiver Stücke vorgeschmiedeten Luppen oder Paquete (aus Eisenabfällen verschweisst) werden in der beistehend skizzirten gusseisernen Form auf Kurbelform geschmiedet (vergl. Fig. 30 und 31, p. 759). Die Hammerform ist vollständig gleich der gezeichneten Ambosform, so dass sich beide zur Form des Kurbelstückes ergänzen. Fig. 33, p. 759, stellt das zu schmiedende Kurbelstück *M* (in Verbindung mit der im vorliegenden — nach System Biquet — separat geschmiedeten Nabe *N*) vor, wobei zugleich die Abschrägungen entsprechend den Abschrägungen der Radarme mitgestaltet werden, behufs Eintritts in die Nabe, indem, wie nochmals hervorgehoben wird, das Kurbelstück *M* als Armstück figurirt, und ebenso wie diese mit dem, dem Centrum zugekehrten Ende, in

die auf dem Umfang der vorher fertig geschmiedeten Nabe befindlichen Rille n, n hineinfasst. Die Ansätze $b\,b_1$, welche gleichfalls in der Form mit erzielt werden, dienen zum Anschweissen zweier Radarme (FF Fig. 32), welche die Verbindung des Kurbelstückes mit dem Kranze vermitteln. Eine Lochung des Stückes in der Mittellinie $a\,b$ findet nicht statt, indem man vorzieht, das Kurbelzapfenloch später auf

Fig. 30. Fig. 32.

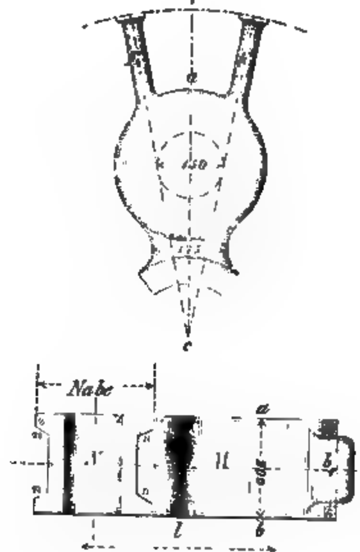


Fig. 31. Fig. 33.

der Drehbank (resp. Specialmaschinen) vollständig auszubohren, um die mechanische Kurbellänge (Radcentrum bis Zapfencentrum) präcis auf den halben Kolbenhub l ajustiren zu können.

Die letzte Operation in der Fabrikation der Kurbelstücke bildet das Anschweissen der Radarme FF (deren gewöhnlich zwei sind) an die Ansätze $b\,b_1$, und das Stück ist alsdann zum Eintritt in die Radnabe fertig. Es ist dabei völlig gleichgültig, ob der Kranz nach der Segmentmethode hergestellt wird (in welchem Falle die Arme die oben beschriebenen angeschweissten Segmente besitzen müssen), oder ob (wie Fig. 32 voraussetzt) ein selbstständiger Kranz in Anwendung kommt, in dessen Ausschnitte die entsprechend gestalteten Armenenden eingreifen (System Biquet).

Zu den fernerweiten Bestandtheilen des Locomotivrades gehören auch die Gegengewichte, die entweder, zwischen Platten verschraubt, in die Speichenräume des betreffenden Peripherietheiles eingesetzt werden, oder als mit dem Radgestelle ein Ganzes bildend auftreten, in welchem Falle sie mit den Armen, resp. direct mit der Nabe verschweisst sind, oder endlich als Arm behandelt, diese letztere mit bilden helfen. Letzteres ist allemal da der Fall, wo das Gegengewicht den ganzen Raum bis zur Nabe erfüllt, ein bei Maschinen mit äusseren Cylindern, kleinen Rädern und vielen Kuppelachsen bekanntlich sehr gewöhnlicher Fall. In Betreff der Fabrikation der Gegengewichte, insofern dieselben Theile des erschmiedeten Ganzen sind, mögen die folgenden Bemerkungen Platz finden.

Die berechnete, oder auf sonst einem anderen Wege gefundene, und auf den Abstand r vom Radmittel reducirte Gewichtsmasse wird, mit Rücksicht auf den Materialverlust beim Schweissen und Schmieden, aus Abfällen paquetirt oder direct aus

doch infolge seiner zu grossen Weichheit und geringen Widerstandsfähigkeit überhaupt einer zu raschen Abnutzung unterworfen ist. Man giebt daher bei der heute soweit vorgeschrittenen Entwickelung der Schmiede- und Walzprocesse den ungeschweissten Gussstahlreifen — im hydraulischen Walzwerk aus geeignet vorgeschmiedeten und gelochten Gussstahlblöcken gewalzt — ganz allgemein den Vorzug, womit indessen keineswegs ausgeschlossen, dass man für gewisse Fälle die Anwendung eiserner Reifen vorzieht, insbesondere für Bremsräder, die indessen gerade bei Locomotiven weniger in Frage kommen, und nur bei den Tendermaschinen vorhanden sind.

Neuere Zusammenstellungen für die auf grösseren Bahncomplexen mit Radreifen verschiedenen Materiales erzielten Leistungen in Bezug auf die Dauer derselben liegen gegenwärtig nicht vor; als neuestes Referat in Betreff der Gussstahlreifen kann jedoch die Beantwortung der für die V. Versammlung der Techniker Deutscher Eisenbahnverwaltungen aufgestellten Frage dienen, nämlich:

»Welche Erfahrungen sind über Gussstahlradreifen bei gebremsten Wagen- und Tenderrädern gemacht, und sind zu diesem Zwecke Reifen aus Tiegelgussstahl, Bessemerstahl oder gute eiserne und Puddelstahlreifen vorzuziehen?«

Die Beschlussfassung auf diese Frage lautet:

»Das Feinkorneisen hat zu Bremsrädern die geringste Dauerhaftigkeit, wird aber von einigen Verwaltungen für sicherer gehalten.

Der Puddelstahl ist dauerhafter, aber leicht zu Langrissen und Brüchen an der Schweissstelle geneigt.

Der Tiegelgussstahl steht in Bezug auf lange Dauer voran, härtet sich aber leicht im Gebrauche und erhält bei unvorsichtigem Bremsen, wenn dabei die Räder lange festgestellt werden, flache Stellen, durch deren Wegdrehen seine Verwendung für gewöhnliche Bremsen relativ theuer wird. Der Bessemerstahl wird im Gebrauch nicht so leicht hart, ist billiger und scheint auch, nach den bis jetzt gemachten Erfahrungen, dem Tiegelgussstahl bezüglich seiner Dauerhaftigkeit nicht viel nachzustehen. Die Radreifen müssen jedoch ohne Schweissung aus einem Stück durch Lochen und Ausschmieden hergestellt sein.«

Wir bemerken hierzu, dass die oben citirte Frage von 36 Verwaltungen beantwortet wurde, von denen 11 sich für Reifen aus Eisen oder Puddelstahl aussprachen; 11 andere Verwaltungen sind der Ansicht, dass für alle gebremsten Räder Gussstahl vorzuziehen sei; 7 Verwaltungen hatten ungeschweisste Bessemerreifen eingeführt und erhofften damit gute Resultate, während 11 Verwaltungen im Allgemeinen Eisen- oder Puddelstahlreifen gebrauchen, für Tenderräder aber Gussstahlreifen vorziehen. —

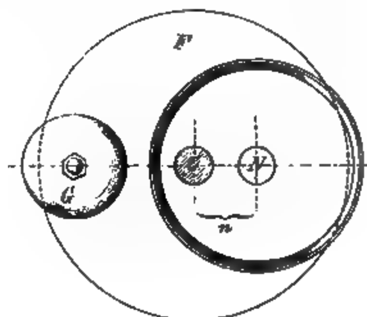
Hieraus scheint hervorzugehen, dass überall da, wo es sich um starke Abnutzung handelt, also um gebremste Radreifen, schon damals (1871) dem Gussstahle der Vorzug gegeben wurde, mochte derselbe den Namen Tiegelstahl führen, oder auf dem Wege des Bessemerverfahrens entstanden sein, ein Nachweis, der die grössten Kenner in Verlegenheit bringt, jedenfalls nicht leicht zu führen ist und in der Regel wohl nur durch die Analyse entschieden werden kann, da sich herausgestellt hat, dass der wirkliche »Tiegelstahl« immer einen weit höheren Siliciumgehalt besitzt als der Bessemerstahl.[22])

[22]) Abgesehen vom Material werden jedoch auf die Dauer, d. h. Widerstandsfähigkeit noch eine Reihe anderer Umstände einwirken, zu denen vor Allem die Belastung des Rades, die

hat man vom Mittel N den halben Kolbenhub n (z. B. $n = 325$ mm = mechanische Länge der Kurbel) auf die Achsenlinie aufzutragen, um sofort den Punkt C, das Mittel des Kurbelzapfens, zu erhalten.

In C wird sodann die erforderliche Ausbohrung auf den genauen Durchmesser (d) des Kurbelzapfens vorgenommen (z. B. $d = 150$ mm), wozu man sich der gewöhnlichen Plandrehbank bedienen kann (falls Specialmaschinen nicht zu Gebote stehen), doch so, dass der Punkt C als Radmittel angesehen wird und demgemäss in den Mittelpunkt der Planscheibe F zu liegen kommen muss (vergl. Fig. 43). Selbstverständlich ist das durch die Excentricität gestörte Gleichgewicht durch Anwendung entsprechender Gewichte G an der Gegenseite der Planscheibe auszugleichen.

Fig. 42. Fig. 43.



Die auf ihre Achsen montirten Räderpaare werden schliesslich, wie die Waggonräder, auf Doppelplandrehbänken behandelt, behufs Feindrehung der Reifenprofile nach den vorschriftsmässigen Calibern.

Es erübrigt nun noch die Fertigstellungsarbeiten, welche die geschmiedeten Radsterne etc. bis zur Vollendung einer completen Satzachse (= 1 Achse mit 2 Rädern) zu passiren haben, in ihrer Reihenfolge zusammenzustellen, und wählen wir zu diesem Zweck eine Trieb- oder Kuppelachse mit Kurbelnaben und innerhalb der Räder liegenden Lagerstellen, als die am meisten gebräuchliche Radconstruction. Die einzelnen Arbeiten folgen wie nachstehend aufgeführt:

1. Abdrehen des Radsternes am Umfang und an den Seiten der Felgen, (bei roh oder unsauber geschmiedeten Rädern auch Abdrehen der Speichenflächen), gleichzeitig auch Ausbohrung der Nabe, um ein Umspannen des Rades zu ersparen.
2. Ausstossen der Hohlkehlen zwischen den Speichen, (bei unsauber geschmiedeten Rädern auch Behobeln der Speichen auf der Nuthstossmaschine (Verticalhobelmaschine); desgl. daselbst Rundhobeln der gewölbten, dem Centrum zugekehrten Fläche des Felgenkranzes durch besondere Vorrichtungen an den genannten Nuthstossmaschinen).
3. Ausstossen der Keilnuthen in die Radnabe, auf derselben Nuthstossmaschine.
4. Fertigarbeiten, Behauen und Befeilen der Speichen, Hohlkehlen etc. durch Handarbeit.
5. Vorbohren der Kurbelzapfenlöcher in die Radnabe, auf Horizontal- oder Verticalbohrmaschinen oder Specialmaschinen.

Gleichzeitig mit vorstehenden Arbeiten an den Radsternen ist vorzunehmen:

6. Ausbohrung der Radreifen und Abdrehen derselben auf der Seitenfläche.
7. Abdrehen der Achsen, am besten auf Special-Achsendrehbänken mit zwei Supports.
8. Einhobeln der Keilnuthe in die Achse auf der Hobelmaschine oder Langlochbohrmaschine.
9. Abdrehen der Kurbelzapfen. — Hiernach erfolgt:

A. Schmiedekosten (nach System Biquet):

1. Für das Erschmieden einer Nabe 5 Frc. pro Stück.

2. Für das Erschmieden der Radspeichen 3 Frc. pro Kilo.

3. Für die Schweissung der Nabe mit den Armen 5 Frc., für gewöhnliche Räder, und für Räder mit Kurbelnaben und Gegengewichten bis zu 10 Frc. pro Rad. Letzteres in dem Falle, wenn das Gegengewicht den Raum bis an die Nabe gänzlich ausfüllt.

4. Schweissung der Arme im Kranze (Vorschweissen und Vollendschweissen inbegriffen) 1 Frc. 50 Cent. pro Arm.

5. Das Ausstossen der Einschnitte des Radkranzes behufs Aufnahme der Radarme (unter Verticalhobelmaschinen) — Frc. 0. 15 pro Arm.

6. Das Richten der Arme 8 Frcs. pro Meter Raddurchmesser (oder Meterbruch).

B. Drehkosten. Man zahlt für das Abdrehen eines Rades 3 Frc. 50 Cent. pro Meter (oder Meterbruch) Durchmesser und ausserdem 1 Frc. für jeden Fuss (oder begonnenen Fuss) Mehrdurchmesser.

C. Aufziehen der Radreifen. Zahlung 1 Frc. pro Radreif, gleichgültig welcher Durchmesser, wofern das Anwärmen derselben ohne Anwendung von Separatöfen nur mit Hülfe des gewöhnlichen Schmiedefeuers erfolgt.

D. Fertigstellungsarbeiten.

1. Bemeiseln der Radarme, Sauberfeilen der Hohlkehlen etc. 2 Frc. pro Rad.

2. Aufpressen. Für das Aufziehen eines Locomotivräderpaares vermittelst hydraulischer Presse, incl. das Placiren der Kurbelzapfen 24 Frc. pro Räderpaar (Satz), für die stärksten Räder bis zu 26 Frc. pro Satz.

3. Fertigmachen der Räder. Für das Abdrehen des Reifens, das Ausbohren der Nabe und das Abdrehen der beiderseitigen Stirnflächen der Nabe 12 Frc. pro Rad, und bei Benutzung der Doppeldrehbank 30 % weniger.

4. Für das Abdrehen der Gegengewichte, auf beiden Seiten in der Radebene 4 Frc. pro Rad.

5. Für das Aushobeln der Keilnuthen, 2 Stück pro Radnabe 1 Frc. 50 Cent. pro Rad; 4 Stück pro Achse 2 Frc., die Benutzung der Special-Keilnuthhobelmaschine vorausgesetzt, welche die volle Nuthbreite hobelt.

6. Abdrehen der Achsen. Für Abdrehen der Locomotivachsen aus Bessemerstahl gelten folgende Preise: Die geraden Triebachsen 16 Frc. pro Stück; Kuppel- und Laufachsen 12 Frc. pro Stück, also pro dreiachsige Maschine eine Achse zu 16 Frc. und zwei Achsen zu 12 Frc. Für die Bearbeitung der Kurbelachsen (Kropfachsen) wird gezahlt

a) das Abdrehen 75 bis 90 Frc.,
b) das Planiren der beiden Kurbeln 30 Frc.,
c) das Abfasen der Kurbeln und Vollenden 10 Frc.

7. Sicherheitsbolzen. Für das Bohren und Fraisen von sechs Löchern am inneren Radumfange (zwischen den Speichen) behufs Aufnahme der Sicherheitsbolzen und Placiren der letzteren 2 Frc. 75 Cent.; das Loch, welches durch das Gegengewicht gebohrt wird 1 Frc. 25 Cent.

8. Kurbelzapfen. Das Abdrehen derselben und Fertigmachen behufs Einpressung kostet pro Locomotive (Sechskuppler) vorausgeseszt:

2 Zapfen à 3 Frc. 80 Cent.	(Kuppelachsen),
2 Zapfen à 4 Frc. —	
2 Zapfen à 6 Frc. —	(Triebachse).

Das Abmeiseln der Zapfenenden auf der Rückseite des Rades (incl. Befeilen und Saubermachen der Fläche) kostet ausserdem — Frc. 75 Cent. pro Zapfen.

9. Ausbohren der Zapfenlöcher. Das Ausbohren, Centriren und Feinausdrehen der Zapfenlöcher in den Radkurbeln kostet für ein Triebräderpaar bei der Bohrung:

a) auf 5 Zoll engl. Durchmesser und $7\frac{1}{2}$ Zoll engl. Länge, incl. Abfasung der scharfen Kanten 8 Frc. pro Räderpaar;

b) für Bohrungen auf $3\frac{5}{8} \times 7\frac{1}{2}$ Zoll engl. 5 Frc. — Cent.
für Bohrungen auf $3\frac{5}{8} \times 6$ Zoll engl. 4 Frc. 25 Cent.
pro Räderpaar (Kuppelachsen).

a. Für diejenigen Radreifen, welche innerhalb der auf ein Jahr, vom Ablieferungstage an gerechnet, festgestellten Garantiezeit in Folge von Fabrikations- oder Materialfehlern schadhaft werden, zerspringen, unganze Stellen oder sonstige Schadhaftigkeit im Material zeigen, sind seitens des Unternehmers neue zu liefern. — Die vorstehenden Bestimmungen beziehen sich auch auf die Ersatzreifen, für welche indess die Garantie auf $^1/_2$ Jahr beschränkt wird.

Die hiernach für die Radreifen stipulirte Garantiezeit gilt auch für die Räder und Achsen. —

b. In Bezug auf die Abnutzung der Radreifen wird bestimmt, dass dieselbe unter allen Umständen gleichmässig erfolge.

Die Triebräder sollen 30000 Kilometer, die Lauf- und Tenderräder 19000 Kilometer durchlaufen, ohne dass ein Nachdrehen erforderlich wird. Zeigt sich, dass die Reifen vor dieser Zeit, infolge zu weichen oder ungleich harten oder sonst fehlerhaften Materials, auf der Laufstelle tiefer als 4 mm ausgelaufen sind und nachgedreht werden müssen, so ist der Unternehmer sowohl zur Vergütung der hierdurch entstehenden Kosten, als des verhältnissmässigen Werthes des Materialverlustes verpflichtet. Räder, welche gebremst werden, machen insoweit eine Ausnahme, als dem Unternehmer die Kosten des Abdrehens nicht zur Last fallen, falls die Abnutzung durch das Bremsen hervorgebracht ist.

Das Abdrehen und der durch die Abnutzung und das Abdrehen herbeigeführte Materialverlust zusammengenommen werden nach der verloren gegangenen Stärke in der Weise in Rechnung gestellt, dass Unternehmer für jeden Millimeter der verlorenen Stärke pro Räderpaar:

a. bei Locomotiv-Triebrädern 6 Mark,
b. bei Locomotiv-Laufrädern 4 Mark,
c. bei Locomotiv-Tenderrädern 3 Mark zu vergüten hat.

Die vorstehende Garantieverbindlichkeit erlischt nach zwei Jahren, auch wenn bis dahin die Reifen noch nicht 30000 resp. 19000 Kilometer durchlaufen haben sollten.

Müssen schadhaft gewordene Radreifen durch neue ersetzt werden, so gelten vorstehende Bestimmungen auch für die Ersatzreifen, jedoch wird die zu durchlaufende Strecke auf die Hälfte d. h. 15000 resp. 9500 Kilometer resp. auf ein Jahr für beide Rädersorten festgesetzt.

Die hiernach stipulirte Garantiezeit gilt auch für die Räder und Achsen.

Bei Ersatzlieferungen seitens des Unternehmers hat derselbe die durch das Anbringen der Ersatzstücke entstehenden Kosten zu tragen.

Zum Vergleich lassen wir nachstehend auch die bei der Belgischen Staatsbahn üblichen Garantiebestimmungen folgen.

Dieselben lauten in deutscher Uebersetzung:

Art. 8. Der Fabrikant garantirt die Dienstfähigkeit sämmtlicher Bestandtheile (der Locomotiven) während eines zweijährigen Zeitraumes ab Datum der erfolgten Uebernahme. Eine Ausnahme machen jedoch die Achsen und Bandagen, welche seitens der Fabrikanten auf eine zu durchlaufende Wegstrecke von 150000 Kilometer garantirt werden, inbegriffen die beim Rangirdienste etc. durchlaufenen Strecken, deren jährlicher Betrag im Comptabilitätswesen der Administration die angemessene Berücksichtigung zu finden hat.

Jede Dienstunfähigkeit (mise hors de Service) der Bandagen oder Achsen vor Ablauf von 75000 Kilometer (entsprechend drei Betriebsjahren), sowie die Dienstunfähigkeit jedes anderen Maschinentheils vor Ablauf zweier Jahre, zieht den unbedingten kostenfreien Ersatz (remplacement pûr et simple) der bezüglichen Stücke nach sich, und zwar werden für Bandagen 6 Wochen, für Räder 8 Wochen, für Kurbelachsen 10 Wochen, für gerade Achsen 6 Wochen etc. als äusserste Ersatzfristen genehmigt. Im Falle der Nichteinhaltung dieser Ersatzfristen unterzieht sich Fabrikant einer Strafe von 2 % des Werthes pro Woche, welche Summe ihm bei Rückzahlung der Caution gekürzt wird.

Für jede Bandage, sowie für jede Achse, welche nach Durchlaufung von 75000 Kilometern dienstunfähig wird, doch ohne 150000 Kilometer erreicht zu haben, ist Fabrikant zu einem Schadenersatze gleichfalls verpflichtet, jedoch wird dabei die Administration dem Minderwerthe (moins-value) des Stückes Rechnung tragen, und zwar genau nach Maassgabe als die erreichte Leistung sich den garantirten 150000 Kilometern nähert. Hierzu gelten folgende Grundlagen:

nicht verfehlen wollten, einige der gebräuchlichsten Vorrichtungen für Schmierung der Radreifen nachstehend vorzuführen.

Die Oesterreichische Staatseisenbahn-Gesellschaft wendet seit Mai 1871 den in Fig. 44, 45, 46, p. 774, dargestellten Oelschmierer an (wie wir den Notizen über die Ausstellungsgegenstände der genannten Bahn auf der Pariser Ausstellung 1878 entnehmen).

Ein das Oel führender Pinsel wird durch eine Feder mit dem Radkranze in Berührung gehalten und zwar in der Art, dass weder die Oberfläche der Bandagen, noch die Schienen dadurch ölig und schmierig werden. Eben hierdurch erleidet die Adhäsion der Räder keine Abnahme, auch wird ausserdem das Oel infolge der Centrifugalkraft stets auf den grössten Durchmesser der rotirenden Räder geführt und dadurch jeder Nachtheil in dieser Beziehung vermieden.

Nach Ergebniss der in 1871 und 1872 mit jenen Oelschmierern gemachten Erfahrungen hat die Haltbarkeit der Bandagen um 40 % dadurch gewonnen.

Seit 1877 wurden diese Oelschmierer für eine grosse Anzahl Locomotiven und für Curven grösserer Radien angewandt, und zwar mit gleich günstigen Resultaten.

Zu gleichem Zwecke hat der Ingenieur Fischer von Röslerstamm eine eigene Vorrichtung construirt, welche zunächst bei der Kaiserin Elisabeth-Westbahn eingeführt wurde und, nachdem sie sich dort aufs Beste bewährt hat, auch bei verschiedenen anderen Bahnen (u. a. der Bayerischen Staatsbahn) angewendet wird. Selbstverständlich erleidet, da nur die Spurkränze gefettet werden, die Adhäsion der Räder auf den Schienen keine Beeinträchtigung.

Der Apparat selbst, welcher auch auf der Wiener Weltausstellung 1873 an dem von G. Sigl ausgestellten Sechskuppler »Hall« angebracht war, besteht aus zwei schwachen Blechträgern, welche durch eine Stellschraube an den Federbund befestigt werden und über das Rad hinausreichen. Zwischen denselben ist in beliebiger Steigung eine Blechführung festzuklemmen, in welche die sogenannte Schmierpatrone eingelegt wird, diese wird dann durch ihr eigenes Gewicht gegen die schiefe Fläche des Spurkranzes angedrückt und bewirkt die gewünschte Fettung desselben.

Die Hauptschwierigkeit bei der Einführung dieses Systems bestand in der Beschaffung eines Schmiermittels, welches hinreichende Consistenz besass, um nicht so rasch abgenutzt zu werden — ein Resultat, das besonders in den Sommermonaten erst nach vielfachen Versuchen erreicht wurde. Jetzt werden die Schmierpatronen (von 130 mm Länge, 60 mm Breite und 150 mm Dicke), welche wesentlich aus Hammeltalg bestehen, unter dem Namen »Hartfette« in drei verschiedenen Härtenummern erzeugt, für Wintertemperatur, mittlere und hohe Sommertemperatur, und entsprechen allen Anforderungen vollständig.[23])

Auf den oberhessischen Bahnen ist nach Mittheilung von K. Querner, Maschinenmeister-Assistent der oberhessischen Bahnen, nachstehend beschriebene Vorrichtung zum Schmieren der Hohlkehle der Spurkränze der Locomotivräder seit November 1876 allgemein zur Ausführung gebracht. In einem mit lang geschlitzten Schraubenlöchern versehenen auf dem Radkasten oder einem gewöhnlichen Support angebrachten Blech $^{100}/_{100}$ mm von 2 mm Stärke (Fig. 48, p. 776) wird ein Stück Gasrohr von 100 mm Länge und 20 mm lichter Weite in einem Winkel von 60° eingelöthet, s. Fig. 47, p. 776. In diesem führt sich ein Röhrchen von 16 mm Durchmesser und 200 mm Länge von dünnem Zinkblech. Dieses ist unten auf 50 mm Höhe

[23]) Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architecten-Vereins, 1875, p. 144.

auf dem Trottoir der Locomotive festgestellten, ein Pfund Schmiermaterial enthaltenden Schmierbüchse *a* (Fig. 49, 50, 51) ist eine elliptisch gebogene Uhrfeder *b* an beiden Enden mit je zwei Befestigungsschräubchen angebracht. Auf dieser Feder ist eine volle Messingkugel *c*, welche mit einem, im unteren Theil der Schmierbüchse befindlichen Ventil durch einen durch die Uhrfeder gehenden Führungsstift verbunden ist, angebracht. Bei neu abgedrehten Radreifen wird die Feder mit der Kugel, vermittelst Gewinde am Führungsstift, so angespannt, dass das Ventil nur gerade dicht abschliesst, während bei ausgelaufenen und unrunden Radreifen, um auf gerader Linie Oelverlust zu verhüten, die Uhrfeder selbstverständlich stärker gespannt werden muss. Innerhalb der Schmierbüchse befindet sich über der Ventilöffnung ein

Fig. 49.

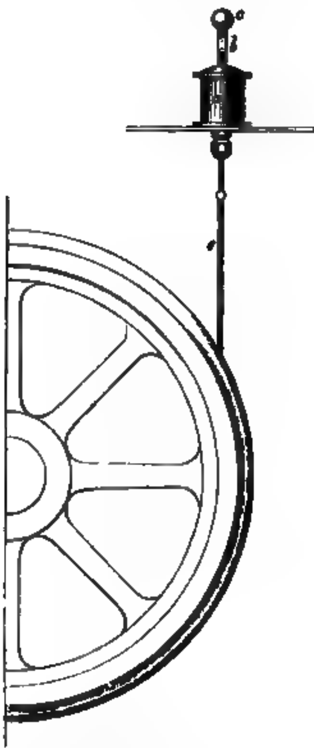


Fig. 50.



Fig. 51.

Sieb *d* mit Baumwollauflage, um das Eindringen von Schmutz und das Verstopfen der Ventilcanäle, sowie Undichtwerden des Ventils zu verhüten. Infolge der Stösse beim Einfahren in die Curven spielt die Uhrfeder mit der Kugel, öffnet das Ventil und lässt Oel durch ein kupfernes Leitungsröhrchen *e* auf die Hohlkehle des Spurkranzes laufen. Dieses Oel ist, um im Winter das Einfrieren und im Sommer das Ankleben des Sandes zu verhüten, zur Hälfte mit Petroleum vermischt, ebenso wird durch das Petroleum der beim Rückwärtsfahren in die untere Oeffnung des Röhrchens eindringende Schnee oder Schmutz aufgelöst.

Dieses Schmierleitungsröhrchen ist mit Mutter und Flantsche an die Schmierbüchse unter dem Trottoirblech angeschraubt, und unweit der Verschraubung mit Kugelscharnier versehen, um vermittelst eines, durch eine Schraube festzustellenden Schieberrädchens, bei Veränderung der Dicke der Radreifen durch das Abdrehen, die Mündung des Röhrchens auf die Hohlkehle des Spurkranzes richten zu können. Laut

beziehen, ausgeführt. Das vordere Lager des Kurbelzapfens dient zum Angriff der Bleuelstange, während das, dem Rade zunächst liegende Lager desselben zum Angriff der Kuppelstange dient. Bei Maschinen mit drei oder vier gekuppelten Achsen und äusserer Anordnung der Cylinder ist die Lage der Bleuelstange vor den Kuppelstangen geboten, da die letzteren hinter der Geradführung der Kolbenstangen rotiren müssen, wogegen bei Maschinen mit zwei gekuppelten Achse: und hinter der Triebachse belegener Kuppelachse die Bleuelstange stets zunächst dem Rade angreift und die Kuppelstange vor derselben auf die Kurbelzapfen placirt ist, wodurch sowohl eine geringere Horizontalentfernung der Cylindermittel erzielt, als auch der Angriffspunkt der Hauptkräfte zunächst dem Rade resp. der Kurbel gelegt wird, welches für die Haltbarkeit des Kurbelzapfens von besonderem Werth. — In letzterem Falle können die Dimensionen der Zapfen selbstverständlich geringer gewählt werden als im ersteren Falle, d. h. bei Lagerung der Bleuelstange vor den Kuppelstangen.

Fig. 1, Taf. XXXIX, zeigt Construction und Anordnung einer Normal-Güterzuglocomotive der Preussischen Staatsbahnen und zwar auf der rechten Seite mit gewöhnlicher innerer Steuerung und auf der linken Seite mit äusserer Steuerung, bei welcher die Schieberbewegung durch eine Contrekurbel, d. h. durch eine Kurbel, welche ihren Sitz auf dem Kurbelzapfen hat, bewirkt wird. — Beide Constructionen werden z. Z. auf den Preussischen Staatsbahnen angewandt behufs eingehender Prüfung und demnächstiger definitiver Entscheidung über die für die Folge zu wählende Construction, daher wir nicht verfehlen wollten dieselben hier vorzuführen.

Fig. 5, Taf. XXXVIII, zeigt ein Triebrad mit Anwendung der Hall'schen Kurbeln, bei welchen wie sub § 11 (Radconstruction) erörtert, die Kurbelnabe gleichzeitig als Lagerstelle verwerthet ist, aus den an genannter Stelle angegebenen constructiven Gründen. Aus der Zeichnung ist die Form der Kurbel, wie die Lagerung der Achse in der Nabe derselben genau ersichtlich, wie auch die hieraus resultirenden grösseren Dimensionen der Lagerstelle hinsichtlich des Durchmessers. Die dargestellte Construction ist einer Personenzuglocomotive der österreichischen Bahnen entnommen. Es sei hierbei bemerkt, dass zur Umgehung des Patentes »Hall« vor längeren Jahren eine Construction für Kurbeln in Oesterreich patentirt wurde (»Patent Friedmann«), durch welches die Vorzüge des Hall'schen Systems auf ähnliche, jedoch umgekehrte Weise erreicht werden sollten. — Diese Construction, welche in nebenstehender Skizze (Fig. 52) dargestellt ist, zeigt deutlich, dass dieselbe nur durch die beabsichtigte Umgehung des Patents Hall hervorgerufen wurde, da ohne diesen Zweck die gesuchte und doch mangelhafte Construction wohl nirgends zur Ausführung gelangen würde. — Dieselbe ist denn in der That nur wenig bekannt geworden und soviel uns erinnerlich nie bei Locomotiven angewandt, und ist daher deren Citirung nur der Vollständigkeit wegen an dieser Stelle erfolgt, nicht aber in Anerkennung der besonderen Vorzüge.

Fig. 52.

Fig. 6, Taf. XXXVIII, zeigt die Anordnung eines Triebrads für Schnellzuglocomotiven mit ausserhalb auf die verlängerte Achse aufgesteckten Kurbeln. Die betreffende Construction ist für aussenliegende Cylinder und ausserhalb der Räder

eine möglichst grosse Reibungsfläche bei einer Schraube zu bekommen und zugleich das Herausfallen des Keiles gänzlich zu verhüten. Fig. 57 stellt den Keil nebst einem Theile des Triebstangenkopfes und Fig. 58 denjenigen der Kuppelstange vor. Bei der Triebstange ist der Nasenkeil *a* mit einer Verlängerung *b* versehen, durch welche die Schraube den Stellkeil sichert, während sie bei der Kuppelstange (Fig. 58) den Keil direct gegen den Stangenkopf presst. Beide Anordnungen bezwecken, dass durch die Anwendung der Sicherheitsschraube keinerlei Verschwächung entstehe.

Anderweite Constructionen ähnlicher Tendenz, Vermeidung von Materialschwächungen und Querschnittsänderungen, sind von Volkmar angegeben worden. Bekanntlich ist bei den gewöhnlichen Constructionen der Stangenköpfe der zum Anziehen der Lagerschalen dienende Keil durch den Kopf geführt, und es ändert die hierdurch erforderliche Keilbahn nicht nur plötzlich den Querschnitt des Kopfes, sondern erzeugt auch in der Regel scharfe Ecken, wodurch günstiger Anlass zu Brüchen erfahrungsmässig herbeigeführt wird, die in der That bei solchen Köpfen stets durch die Ecken der Keilbahn gehen, obschon der Querschnitt hier meist sogar grösser ist, als an anderen Stellen des Kopfes. Diese Erscheinung mag mit daher kommen, dass das Keilloch ausgestanzt werden muss, wodurch die Structur des stehenbleibenden Materiales wahrscheinlich in nachtheiliger Weise Veränderungen erleidet, welche Anlass zum späteren Bruche werden können. Man hat diese scharfen Ecken der Keilbahn dadurch zu vermeiden gesucht, dass man den Keil halbrund an den schmalen Seiten machte und dem entsprechend also auch die Keillöcher abrundete. Allein, wenn hierdurch auch in Hinsicht der Festigkeitsverhältnisse nicht unwesentlich gewonnen wurde, so hat diese Form dafür den Uebelstand, dass sich die halbrunden Keillagerflächen sehr rasch ausnutzen und dann die Lagerschalen nicht fest genug durch dieselben gehalten werden. Ueberdies verlangt die Herstellung solcher Keilnuthen und Keilbahnen mit halbrunden Flächen eine besondere Präcision der Arbeit, weil anderenfalls sich die Keile in kürzester Frist ausschlagen. Die Construction in Fig. 19—21, Taf. XXXVIII, sucht die angedeuteten Mängel zu vermeiden. Es sind daselbst zwei Keile (a und a^1) angewendet, welche den Stangenkopf (b) umfassen, so dass durch die Anordnung zunächst die Keillöcher vermieden werden, die Keile selbst eine grössere Auflagfläche erhalten, sowie ein Ausschlagen oder Losewerden nicht zu befürchten steht, während zugleich der ganze Stangenkopf leichter ausfällt und billig herstellbar ist. Dabei werden natürlich die runden Einlegstücke (c und c_1), als auch der mittlere Theil des Stellschraubenbolzens d etwas kürzer als die Kopfbreite gemacht, damit die lateralen Keile fest gegen das Lagergehäuse angezogen werden können. Keile und Verbindungszapfen sind aus Stahl anzufertigen.

Fig. 57.

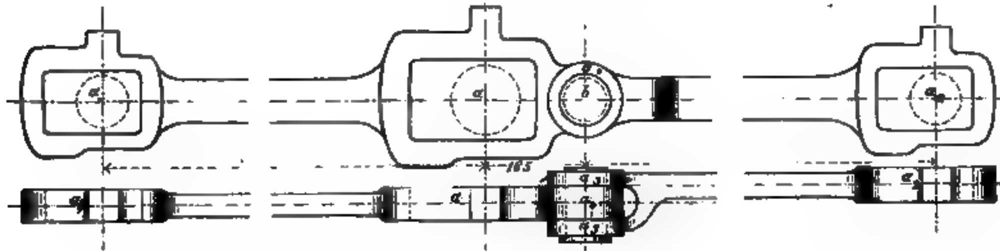
Fig. 58.



Nicht mit Unrecht wurde an dieser Construction beanstandet, dass die Keile nicht fest genug mit einander verbunden sind, dass infolge dessen kein ganz gleichmässiges Anziehen derselben möglich und dass bei einem etwaigen Bruch der Stellschraube ein Herausfallen der Keile erfolgen müsse. Es wurde deshalb vorgeschlagen,

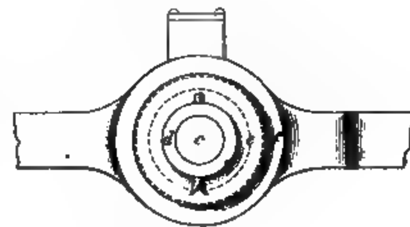
construirt worden, indessen von da auf viele andere Bahnen übergegangen. Dasselbe besteht, wie aus den Figuren erhellt, aus einer Metallbüchse *a*, welche den Kurbelzapfen *c* der Mittelachse aufnimmt, und worüber eine zweite Büchse *b* von Stahl

Fig. 59.



gesteckt ist. Beide Büchsen zusammen gehen dann durch das einfache und doppelte Auge der Vor- und Rückwärtskuppelstange, wie aus dem Horizontalschnitt Fig. 61 ohne Weiteres klar ist. Der Kurbelzapfen ist in der in England üblichen Weise mit einer geschlossenen Mutter, welche den ringförmigen Anlauf *d* besitzt, versehen und ausserdem durch Splint am Losdrehen gesichert, während er die oben erwähnten Büchsen an der Umdrehung durch die aus dem Ganzen mit ihnen geformten Nasen *e* und *f* verhindert.

Fig. 60.



Bei den Detailsconstructionen der preussischen Normalmaschinen ist bei Feststellung der Construction der Bleuel- und Kuppelstangen der Grundsatz maassgebend gewesen, eine Construction zu suchen, welche bei grösster Solidität ein Lösen der einzelnen Theile nicht leicht befürchten lässt. Es sind daher überall für die Maschinen mit innerer Steuerung, sowohl bei Bleuel- als auch bei Kuppelstangen geschlossene Köpfe angewandt und ferner zur Vermeidung der sich leicht lösenden Keile und deren Versicherungstheile, als: Druckschrauben, Zwischenstücke etc. die Construction mit innerhalb des Kopfes angebrachtem Regulirkeil, adoptirt. Es mag dahingestellt bleiben, ob diese Wahl als eine in allen Beziehungen glückliche bezeichnet werden darf, immerhin sind die der Construction anhaftenden Mängel nur geringfügiger Natur.

Fig. 61.

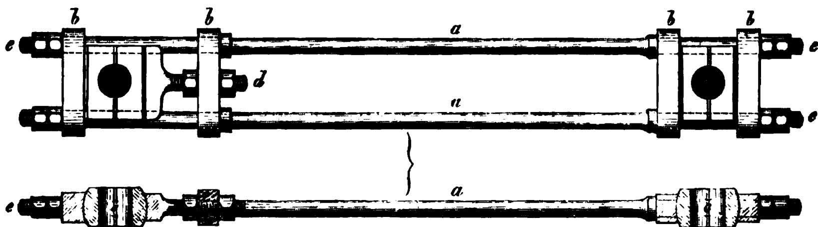
In Fig. 8 und 9, Taf. XXXIX, sind Bleuelstange und Kuppelstangen der Normalgüterzugmaschinen dargestellt und fallen deren Eigenthümlichkeiten sofort ins Auge, so dass von weiterer Beschreibung Abstand genommen werden kann.

Für Maschinen mit äusserer Steuerung ist dieselbe Construction beibehalten, nur zeigt die Bleuel- und Kuppelstange an dem Kurbelzapfenkopf der Triebachse einen offenen Kopf, da wegen der daselbst befindlichen Contrekurbel ein Montiren und Demontiren geschlossener Köpfe an diesem Rad unmöglich. In Fig. 10, Taf. XXXIX, ist diese Modification der Stangenköpfe (speciell des mittleren Kuppelstangenkopfes) näher verdeutlicht, — während Fig. 11 die Construction des Bleuelstangenkopfes in vergrössertem Maassstabe darstellt und eine weitere Erläuterung überflüssig macht.

Die verschiedenen Bewegungen der Achsen zu einander, deren horizontale Verschiebbarkeit in ausgelaufenen Lagerschalen, sowie auch die Fehler bei unrichtig montirten Kurbelzapfen haben es als wünschenswerth erwiesen, eine Construction von Kuppelstangen zu suchen, welche eine seitliche Beweglichkeit der Achsen zulässt. — Am einfachsten würde ein kugelförmig gedrehter Zapfen diesen Anforderungen entsprechen, da aber kugelförmig geformte Kurbelzapfen sowohl schwierig anzufertigen, als auch leichter als cylindrische Zapfen dem Abbrechen ausgesetzt sind, und dieselben ausserdem bei hinreichender Stärke im Hals einen sehr grossen Durchmesser der Kugel beanspruchen, welcher letztere Umstand wiederum schwere, grosse Stangenköpfe erfordert, — so ist die Anwendung von Kugelzapfen eine nur sehr beschränkte geblieben. Es sei indess noch darauf hingewiesen, dass man öfters als Ersatz von kugelförmigen Zapfen cylindrische Zapfen, deren umgebendes Lagerfutter zu einer die Zapfenachse rechtwinklig durchschneidenden Cylinderform abgedreht wurde, anwandte und hierdurch auch effectiv die kugeligen Zapfen entbehrlich machte. — In Fig. 14, Taf. XXXIX, ist eine solche Construction für den Scharnierbolzen an Kuppelstangen angewandt worden und erscheint dieselbe empfehlenswerth. — Der Kuppelstangenkopf selbst besteht hierbei nur aus einer nicht verstellbaren Büchse und ist daher sehr schnell der Abnutzung unterworfen; die Construction ist bei der französischen Chemin de fer du Nord an Gütertendermaschinen ausgeführt.

Desgleichen finden wir an den von Norris in Philadelphia nach dem Continent gelieferten Locomotiven diese Kugellagerconstruction in Ausführung gebracht. — Die ganze Construction dieser Kuppelstangen zeigt eine von den üblichen Normen abweichende Form und ist gegenwärtig meistens verlassen; nichtsdestoweniger glauben wir, dass dieselbe ihrer Eigenthümlichkeit wegen hier nicht fehlen darf, und ist daher eine Nachbildung derselben in Fig. 63 erfolgt.

Fig. 63.



Wie ersichtlich besteht diese Kuppelstange aus zwei gedrehten Stangen *aa*, welche durch Querstege *b*, *b* verbunden sind; zwischen diesen Querstegen sind die Metalllagerpfannen, welche ausserhalb cylindrisch abgedreht sind, festgehalten und gestatten, vermöge der in gleicher Weise ausgearbeiteten Querstege, eine seitliche Ausweichung der Stange, indem die Gesammtwirkung der abgedrehten Kurbelzapfen und der winklig zu denselben abgedrehten Metallpfanne ein Kugelgelenk bilden. Die Stange wird durch die auf den Enden der Einzelstangen befindlichen Doppelmuttern zusammengehalten, und ist ausserdem durch die Schraube *d* eine genaue Regulirung der Stangenlänge ermöglicht. — Ein Vorzug dieser Construction ist jedenfalls die Einfachheit der Herstellung, während die ungenügende Solidität wohl vorzugsweise dazu geführt hat, diese Construction für Locomotiven nicht mehr anzuwenden.

des geeignet vorgeschmiedeten Ansatzes hergestellt, wobei man sich eines Kernbohrers bedient, welcher das zur Schmierung dienende Centralröhrchen als isolirten Cylinder in der Mitte des Gefässes stehen lässt. Ferner wird auch die Herstellung der Keillöcher vorgenommen und alle inneren und äusseren Flächen mit Meisel und Feile, oder besser unter Specialhobel- und Fraismaschinen, auf genaues Maass bearbeitet und kann sodann zum Einpassen der Lagerschalen geschritten werden, welches genau so geschieht, wie bei den gewöhnlichen Achsenlagern.

Um die Lagerschalen auf der Drehbank vollenden zu können, muss eine ihrer Flächen genau normal zur Achse der Bohrung abgerichtet werden, was am zweckmässigsten auf der Hobelmaschine geschieht, indem man die Stange in der Weise in den Schlitten einspannt, dass sie sich in ihrer geometrischen Achse bewegt, worauf mit dem Parallelreisser die zu hobelnde Fläche vorgezeichnet und die Arbeit vollzogen werden kann. Die Lager werden sodann mit den parallel bearbeiteten Flächen vor die Planscheibe gespannt und nach der vorgekörnten Rundung gebohrt. Hauptbedingung ist, wie leicht ersichtlich, ein vollständiger Parallelismus beider einer Stange angehörenden Lagerbohrungen, deren Achse zusammenfallen muss mit der Achse der durch die Stange zu verbindenden Zapfen; ferner und gleichzeitig muss aber auch die durch das Mittel beider Bohrungen gedachte Linie zusammenfallen, d. h. völlig identisch sein mit der Achse der Stange. Man sieht wohl, dass es ungemein schwierig, ja fast unmöglich ist, diese Bedingungen bei einer getrennten Behandlung der Lager zu erfüllen. Man hat daher die gleichzeitige Ausbohrung beider Lager, d. h. die genaue Herstellung der mechanischen Stangenlänge in allen besseren Werkstätten durch höchst sinnreiche Specialmaschinen zu erzielen gesucht, welche beide Köpfe der vollständig mit Lagerschalen und Keilen armirten Stange gleichzeitig derart vollenden, dass die Montirung der Stangen sofort möglich ist. Die unter sich streng parallelen Bohrwellen des Apparates sind, für jede beliebige Stangenlänge, auf den genauen Abstand der Kurbelzapfenmittel (= mechanische Stangenlänge) einstellbar, wodurch die oben geforderten Bedingungen gleichzeitig und sämmtlich erfüllt werden und sehr theuere Handarbeit, die bei aller Präcision doch ungenau ist, erspart bleibt.

Literatur.

a. Ueber Trieb- und Kurbelachsen.

Achsen der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 171.

Beschreibung der Kurbelzapfen für die Steu
singer von Waldegg, Organ 1855,

Bessemer's, H., Verbesserung in der Anf
Dingler's Journal, 156. Bd., p. 9.

Burg, Prof., Ueber die Veränderung des zu
Notizbl. für Gewerbtreibende, Fab
1846, p. 154. 155.

Construction der Triebachse von der Lo
stellung. Mit Abbild. Organ für

*Fabrikation der geraden und gekröpften L
und Uebernahme von Eisenbahn-M

Gusseiserne Kurbelachsen für Locomotiven auf der Baltimore-Susquehanna-Eisenbahn. Eisenbahnzeitung 1845, p. 410. 411.

Lausmann's, F., Mittel, den Bruch einer Locomotivachse vorher zu erkennen und krystallinisch gewordenen Achsen die sehnige Textur wieder zu geben. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd., p. 219, 220.

Meyer, Georg, Ueber die gleichmässige Belastung der Achsen bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 61.

Notiz über die Kurbelachse von M. Conochie und Claude. Mech. Magazine 1848, Sept. p. 313. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 112. Polyt. Centralbl. 1849, p. 400.

Proben mit Achsen aus Gussstahl für Eisenbahnfahrzeuge (von Carlswerk). Eisenbahnzeitung 1847, p. 437. 438.

Rühlmann, Dr. M., Ueber die Locomotiven mit innen- und aussenliegenden Cylindern, die Fabrikation der Kurbelachsen und die Ursachen von deren Brüchen. Polyt. Centralbl. 1843, p. 438. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 141.

Tabellarische Uebersicht der Dimensionen, Gewichte, des Materials etc. von Locomotivachsen der Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. III. Supplementband des Organs, p. 116.

Tilp, Em., Bedingnisse für Achsen, Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 103.

Triebachsen, gekröpfte, für Locomotiven. Monit. des Int. mater. 1859, p. 341. Wochenschr. des schles. Vereins für Berg- und Hüttenwesen, Nr. 47. Dingler's Journal, 154. Bd., p. 394. Polyt. Centralblatt 1860, p. 468.

Ueber die zulässige Belastung der Locomotiv- und Tenderachsen. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 79. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1863.

Ueber die Dauer der gekröpften Locomotivachsen. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 81. Armengaud's Génie industr. 1863, Jul. T. 26. Nr. 131.

Verstärkung der Kurbelachsen von Locomotiven nach Lausmann. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 113. Polyt. Centralblatt 1850, p. 215.

Welche Dimensionen sind für schmiedeeiserne und gussstählerne Achsen der Locomotiven und Tender zu wählen? I. Supplementbd. des Organs, p. 103.

Welkner, Ueber Achsschenkel und Kurbelachsen der englischen Locomotiven. Notizblatt des Architecten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover. II. Bd., p. 205—214. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 124 und 127.

b. Ueber Locomotiv-Radsterne und deren Fabrikation.

Baldwin's, Math. W., verbesserte Räder für Dampfwagen. Aus Franklin Journal im Mech. Mag. Nr. 651, p. 325. Polyt. Centralblatt 1836, p. 543.

Cail's Methode, Locomotiv- und Wagenräder zu schmieden. Monit. industr. 1852, Nr. 1665. Heusinger von Waldegg, Organ 1853. p. 151. Polyt. Centralbl. 1853, p. 201.

Clauss, Die Fabrikation schmiedeeiserner Locomotivräder mit geschweisster Nabe und Beschreibung einer Bohrvorrichtung für die Kurbelzapfenöffnungen an Trieb- und Kuppelrädern. Scheffler's Organ 1858, p. 8. Polyt. Centralblatt 1858, p. 989.

Construction der Stephenson'schen Räder mit Speichen aus T-Eisen. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 160.

Construction der Triebräder an der Locomotive »Wien-Raab« in der Pariser Industrie-Ausstellung. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 69.

Davis, Phin., Methode die Räder für Dampfwagen zu giessen. Mech. Mag., Apr., p. 60. Polyt. Centralblatt 1835, p. 606.

Die Anfertigung der schmiedeeisernen Locomotivräder in Crewe. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 89. Civilingenieur 1866, p. 351 und 358.

Donisthorpe's, G. E., verbesserte Locomotiventriebräder. London Journal 1860, July, p. 387 und 388. Polyt. Centralblatt 1850, p. 1041.

Grime's, J., Verbesserungen in der Fabrikation von Dampfwagenrädern. London Journal, V. 15, p. 362—372. Polyt. Centralblatt 1840, p. 553—555.

Grigg's mit Holz gefütterte Locomotivräder. Le Technologiste, Dec. 1861, p. 163. Polyt. Centralblatt 1862, p. 486.

Grosse Locomotivräder. Engineer vom 15. August 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 794.

Gussstahlscheibenräder bei Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 234 und 1871, p. 82.

Heusinger von Waldegg, Bericht über die in der Pariser Ausstellung von 1867 ausgestellten Locomotivräder, Bandagen und Achsen. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 228.

Jones, Theod., Patenträder für Dampfwagen. Mech. Mag. Nr. 690, p. 49—51. Polyt. Centralbl. 1837, p. 193. 194.

d. Ueber Schmieren der Spurkränze der Vorderräder.

ürr, J., Radflantschen-Benetzer. Organ für Eisenbahnwesen 1879, p. 152.

echt, Friedr., Selbstthätige Schmiervorrichtung zur Verhütung des Scharflaufens der Spurkränze an den Vorderrädern der Locomotive. Mit Abbild. Organ 1880, p. 8.

ahla, Das Schmieren der Spurkränze der Locomotiv-Vorderräder. Organ für Eisenbahnwesen 1877, p. 183.

uer Oelschmierer für Radkränze an Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1879, p. 106.

aernor, K., Ueber Schmierung der Spurkränze bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 3.

chmierung der Spurkränze der Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 34.

e. Ueber Gegengewichte an den Triebrädern.

Antoschin, N., Sectorförmiges Contregewicht. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 118.

Büte, Th., Praktische Methode zur Bestimmung der Lastvertheilung und der Gegengewichte bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 78.

Couche, Von den Gegengewichten an den Triebrädern der Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1854, p. 39 nach Annales des mines 1853. 5. J. T. 3, p. 427. Notizbl. des hannov. Archit.- und Ingenieur-Vereins, III. Bd., p. 47.

Frank, A., Ueber die Abnutzung der Triebradreifen an Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 187.

Gottlob, Sigm., Ueber die Veränderlichkeit des Schwerpunktes bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 216 und 1870, p. 200.

Heaton's, George, Locomotive mit äquilibrirendem Gegengewicht. Rep. of pat. invent. 1848, Juli p. 34. 35. Polyt. Centralblatt 1848, p. 1151.

Heaton's, George, Gegengewichte der Locomotiven. London Journal 1840, March., p. 97. Polyt. Centralblatt 1850, p. 599.

Hughes, J., Ausgleichung der Abnutzung bei Maschinen mit geradliniger Bewegung. Pract. Mech. Journal, März 1856, p. 279. Dingler's Journal, 141. Bd., p. 175.

Le Chatellier, Ueber die Stabilität der Locomotiven durch Gegengewichte. Eisenbahnzeitung 1849, Nr. 22. Polyt. Centralblatt 1849, p. 840—845.

Le Chatellier, Ueber die Wirkung der Gegengewichte an Maschinen mit beweglichem Vordergestelle. Zeitschr. des österr. Ingenieur-Vereins 1850, p. 129. 130.

Nollau, H., Ueber das Anbringen von Gegengewichten an den Triebrädern der Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1849, p. 323. 324.

Nollau, H., Ueber Gegengewichte an Locomotiv-Triebrädern. Eisenbahnzeitung 1849, p. 18. 19. 36. 77. 78. 230.

Polonceau's Versuche über die Gegengewichte der Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1849, p. 67.

Redtenbacher's Formeln zur Berechnung der Balancirungsmassen an den Triebrädern der Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 13.

Scheffler, Dr. G., Bestimmungen des Gegengewichtes in den Triebrädern der Locomotiven. Scheffler's Organ 1856, p. 77. Polyt. Centralblatt 1857, p. 550.

Ueber das Schwanken der Locomotiven. Zeitschr. des österr. Ingen.-Vereins 1862, April. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 569.

Welche Erfahrungen sind über die Einwirkungen der aus den schwingenden Massen resultirenden Kräfte auf schnellere und ungleichförmigere Abnutzung der Radreifen bei Locomotiven gemacht? Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 108 und 196.

f. Ueber Kurbel- und Kuppelstangen.

Baader, Jos., Excentrischer Kuppelstangenkopf. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 70.

v. Beszedits, Franz, Sicherheitsvorrichtungen gegen das Herausfallen der Kuppelstangen-Scharnierbolzen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 9.

Büte, Th., Ueber Kurbel- und Kuppelstangen von Locomotiven auf der Pariser Ausstellung. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 104.

Die Verfertigung der Kurbelstangen zu den Locomotiven nach Sharp & Co. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 107. Polyt. Centralblatt 1849, p. 385.

Fritz, H., Keilversicherung der Trieb- und Kuppelstangen an französ. Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 12.

Hawthorn's Kurbelstangen. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 102.

Heinrich, C. jun., Vereinfachte Kopfconstruction für Trieb- und Kuppelstangen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 212.

Heusinger von Waldegg's Kurbelstange. Mit Abbild. in dessen Organ für Eisenbahnwesen 1849, p. 106.

Humphrey's, J. Dr., Kurbelstangenkopf für Locomotiven. The Pract. Mech. Journal 1851, Dec. p. 212. Polyt. Centralblatt 1852, p. 220. 221.

Krauss, Ueber Construction der Trieb- und Kuppelstangen bei Locomotiven und andern Dampfmaschinen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 140.

Kuppelstangenköpfe ohne Keile. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 132.

Kuppelstangenverbindung bei einer Locomotive auf der Wiener Ausstellung von 1873. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 212.

Kurbelstange der Passagierlocomotive von der Caledonianbahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 161.

Kurbelstangen von Sharp & Co. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 103.

Kurbelstange der Sharp'schen Tendermaschine. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 86.

Kurbelstange von R. Stephenson. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 105.

Kurbelstange der Locomotiven der Oldenburgischen Staatsbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 22.

Mittelauge für Locomotivkuppelstangen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 37.

Neue Kuppelstange für Locomotiven nach amerikanischer Art. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 66. Polyt. Centralblatt 1850, p. 1482.

Neue Construction einer Flügelstange aus der Kessler'schen Maschinenfabrik zu Carlsruhe. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd., p. 128.

Stählerne Kurbelstangen mit kreuzförmigem Querschnitt. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 31. Practic. Mech. Journal 1866, p. 68.

Stigler, A., Locomotive mit Schleifenbewegung. Scheffler's Organ 1859, p. 267—276.

Topf, E., Ueber die Verwendung schmiedeeiserner Leit- und Kuppelstangenlager bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 110.

Ueber Kurbelstangen für Maschinen mit innenliegenden Cylindern. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 101. Polyt. Centralblatt 1850, p. 469.

Volkmar, W., Schub- und Kuppelstangenkopf für Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 10.

Watzka, C., Vorrichtung zum Bearbeiten halbrunder Leit- und Kuppelstangenlager. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 253.

Zitowitsch, Alex., Ausgiessen der Zug- und Kuppelstangenlager mit Weissmetall. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 231.

XII. Capitel.

Construction der Achsbüchsen, Achsgabelbacken, Stellvorrichtungen, Tragfedern und Balanciers.

Neu bearbeitet von

A. Frank,

Professor an der Technischen Hochschule zu Hannover,

unter Benutzung der vorigen bearbeiteten Auflage dieses Capitels von

J. Klövekorn,

Maschinenmeister der Königl. Preussischen Staatsbahnen zu Bromberg.

(Hierzu Tafel XL bis XLIII.)

---

§ 1. Einleitung. — Die in diesem Capitel behandelten Theile bilden diejenigen Organe der Locomotive, vermittelst deren die Achsen den Rahmen mit dem Kessel und der Maschine resp. dem Tender tragen und fortbewegen. Während die Achsen auf den Schienen rollen, haben sie relativ zum Rahmen eine rotirende Bewegung. Es wird daher zwischen den Achsen und den zunächst auf denselben ruhenden Constructionstheilen unter der Last der Locomotive eine starke Reibungsarbeit eintreten, welche durch geeignete Anordnungen möglichst herabzuziehen ist, da dieselbe einen grossen Theil des Widerstandes bildet, den die Locomotive der Bewegung entgegensetzt. Diesem Zwecke dienen die Achsbüchsen.

Auf den Achsbüchsen ruht der Rahmen und mit diesem der Kessel und die Maschine resp. der Tender. Da nun eine directe Auflagerung wegen der Steifigkeit des Rahmens und der Unebenheiten der Bahn nicht nur eine ungleichmässige und ständig wechselnde Belastung der einzelnen Lagerstellen zur Folge haben würde, sondern auch heftige mit der Geschwindigkeit der Locomotive zunehmende Stösse herbeiführen würde, so werden zwischen den Achsbüchsen und Rahmen elastische Tragvorrichtungen (Tragfedern) angebracht, welche die Stosswirkungen der Achsen auffangen sollen. Damit eine solche Federung stattfinden kann, muss die Lage der Achsen gegen den Rahmen in verticaler Richtung veränderlich sein. Weil aber die Achsen dem Fahrzeuge bei seiner Bewegung auf dem Schienengleise die sichere Führung geben müssen, so darf im Allgemeinen die Achsbüchse weder in Bezug auf die Achse noch in Bezug auf den Rahmen eine Horizontalverschiebung ausführen können.

Die Rahmen müssen daher mit Führungen (Achsgabelbacken) versehen sein, welche den Achsbüchsen eine Verticalverschiebung gestatten, eine Horizontalverschiebung derselben aber hindern. Zur Aufhebung der durch Abnutzung zwischen Achsbüchsen und Achsgabelbacken entstehenden Spielräume dienen die Stellvorrichtungen.

Die Tragfedern erleiden eine Beanspruchung, welche abhängig ist von der ruhenden Belastung des Fahrzeugs auf horizontaler Ebene und der Verticalverschiebung der Achsbüchsen aus ihrer normalen Lage beim Befahren von Unebenheiten. Um die durch diese Verticalverschiebung herbeigeführte Beanspruchung zu vermindern, kann man je zwei Tragfedern durch einen doppelarmigen Hebel, einen Balancier, verbinden. Derselbe vertheilt dann die Stosswirkung der Achse auf beide Tragfedern.

§ 2. Construction der Achsbüchsen. — Die Achsbüchsen sollen die Last des Fahrzeugs tragen und mit möglichst geringem Reibungswiderstande fortbewegen, sie sollen innerhalb der Achsgabelbacken eine Verticalbewegung ausführen können, aber weder in Bezug auf die Achse noch in Bezug auf den Rahmen in horizontaler Richtung verschieblich sein. Die Achsbüchse besteht daher aus dem Lager *B*, dem Oberlagerkasten *A* und dem Unterlagerkasten *C*, deren allgemeine Form aus den Fig. 1—3 hervorgeht. Ersteres ruht auf dem sorgfältig abgedrehten Achsschenkel oder Lagerhalse des Achsschaftes zwischen zwei Anläufen, welche eine Verschiebung

Fig. 1.

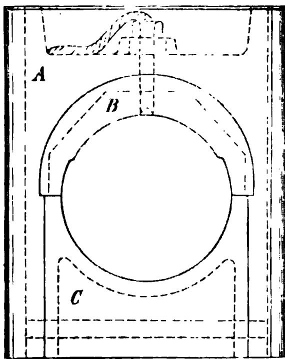


Fig. 2.

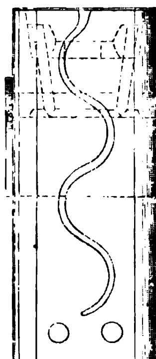
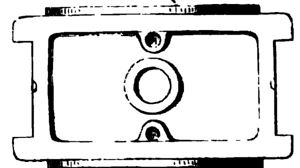


Fig. 3.



in der Achsenrichtung hindern sollen, ist dabei aber unverrückbar mit dem Oberlagerkasten *A* verbunden, der mit seinen Führungsleisten wiederum die Achsgabeln umfasst, sodass auf diese Weise die gegenseitige Lage zwischen Achse, Achsbüchse und Rahmen gesichert wird. Der Unterlagerkasten *C*, welcher in der hier gezeichneten Form zum Schutze des Achsschenkels gegen Schmutz dient, vielfach aber auch zur Aufnahme von Schmieröl benutzt wird, ist mit dem Oberlagerkasten ebenfalls fest verbunden.

Das Lager ist vorzugsweise der Abnutzung unterworfen und wird deshalb so construirt, dass es leicht erneuert werden kann. Es muss aus einem Material bestehen, welches bei guter Schmierung einen möglichst geringen Reibungswiderstand bietet und den Achsschenkel möglichst wenig angreift. Es muss deshalb hinreichend weich sein, darf aber auch keine zu starke Abnutzung erleiden. Man stellt das Lager aus Bronce oder aus Weissmetall her oder man versieht die aus Bronce hergestellten Lager mit eingegossenen Weissmetallflächen. Die gebräuchlichen Weissmetallcompositionen bieten nämlich einen geringeren Reibungswiderstand als Bronce allein, sie

schmelzen aber auch schon bei einer viel niedrigeren Temperatur. Stellt man die Lager daher ganz aus Weissmetall her, so kann der Fall eintreten, dass sie bei einem Heisslaufen, wie es während der Fahrt wohl eintreten kann, ausschmelzen und dass dann der Oberlagerkasten direct auf dem Achsschenkel reibt und diesen stark angreift. Aus diesem Grunde werden auch die Broncelager besonders häufig mit eingegossenen Weissmetallflächen versehen, um dadurch eine Verminderung des Reibungswiderstandes zu erzielen, ohne bei einem etwaigen Ausschmelzen die oben erwähnten Nachtheile entstehen zu lassen.

Für Broncelager hat sich eine Composition von 82 Theilen Kupfer und 18 Theilen Zinn gut bewährt, welche in der Weise hergestellt wird, dass das Zinn dem bereits geschmolzenen Kupfer zugesetzt wird.

Für Weissmetalllager ist auf verschiedenen deutschen Bahnen die folgende Composition aus Zinn, Kupfer und Antimon mit sehr gutem Erfolge eingeführt. Es werden 2 Kilogramm Kupfer, 4 Kilogramm Antimon und 12 Kilogramm Zinn in der genannten Reihenfolge im Tiegel eingeschmolzen und demnächst in 13 Millimeter dicke Platten ausgegossen. 18 Kilogramm dieser Legirung und 18 Kilogramm reines Zinn werden abermals zusammengeschmolzen und in Platten von gleicher Dicke ausgegossen. Die so erhaltene Legirung wird dann zu den Lagern verwandt. Das Herstellungsverfahren hat den Zweck, eine möglichst homogene Masse zu erhalten, weil dies für die gleichmässige Abnutzung von Lager und Achsschenkel von Wichtigkeit ist. Zusätze von Zink und Blei haben sich für Lagermetall nicht gut bewährt.

Was die Form des Lagers betrifft, so muss dasselbe mit seiner concaven Fläche sich dem Achsschenkel gut anschliessen und sorgfältig auf denselben aufgepasst sein. Dabei benutzt man aber nicht den halben Umfang des Schenkels als Auflagerfläche, sondern nur einen kleineren Theil, weil das Lager dann weniger leicht heissläuft. Haben die Lager fast ausschliesslich Verticaldruck aufzunehmen, wie bei den Tenderachslagern, so kann man den Centriwinkel der Auflagerfläche zu 90 Grad bis 120 Grad annehmen. Wirkt aber auf die Lager neben der Verticallast auch ein bedeutender Horizontalschub, wie dies bei den Triebachslagern, infolge der Wirkung der Dampfmaschine, der Fall ist, so macht man die Auflagerfläche nur wenig kleiner als den halben Schenkelumfang. Man nimmt den Centriwinkel derselben etwa zu 160 Grad an.

Das Lager muss nun so in den Oberlagerkasten eingesetzt sein, dass es darin weder eine Drehung noch eine Verschiebung vornehmen kann. Zur Verhinderung der Drehung hat dasselbe aussen meist die Form eines halben Achtecks. Zur Verhinderung der seitlichen Verschiebung ist es entweder wie in den Holzschnitten Fig. 1—3, p. 808, dargestellt, mit seitlichen Rändern versehen, die cylindrisch begrenzt sind und bei beschränktem Raume häufig in den Oberlagerkasten eingelassen werden, oder es sind auf der Mitte der beiden geneigten Lagerflächen Ansätze *a*, *a* angebracht, welche in den Oberlagerkasten eingreifen und aus Fig. 1 und 2 auf Taf. XLIII ersichtlich sind. Diese vorspringenden Ränder oder Ansätze müssen stark genug sein, um auch die stärksten vorkommenden Seitenpressungen zwischen Lager und Oberlagerkasten aufnehmen zu können. Solche Seitenpressungen können nämlich auf verschiedene Weise entstehen. Sie entstehen beim Durchfahren von Curven, indem ja die Drehbewegung der Locomotive durch den Seitendruck hervorgerufen wird, welcher von den Achsen mittelst der Achsbüchsen auf den Rahmen ausgeübt wird. Sie entstehen ferner durch die Seitenschwankungen der Locomotive, welche durch die Wirkung der Dampfmaschine hervorgerufen werden.

Eine Anordnung der Lagerbefestigung, welche sich bei Locomotiven der North-Western-Bahn in England ausgeführt findet und den Vortheil bietet, dass die Bearbeitung völlig auf der Drehbank bewirkt werden kann, ist in Fig. 4 und 5 skizzirt. Das Lager erhält aussen die Form eines halben Cylinders, welcher genau in die ausgedrehte Höhlung der Achsbüchse passt. Nach dem Einsetzen des Lagers werden quer durch die Achsbüchse zwei Löcher so gebohrt, dass ihre Mittellinien die cylindrische Begrenzungsfläche des Lagers tangiren und mit Bolzen versehen, die dazu dienen, sowohl eine Drehung als auch eine seitliche Verschiebung des Lagers gegen die Achsbüchse zu hindern.

Fig. 4.

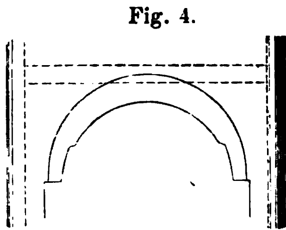
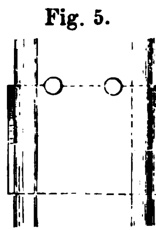


Fig. 5.



Der innere Durchmesser sowie die Länge des Lagers richten sich nach den Dimensionen des Achsschenkels, hinsichtlich derer auf Capitel XI § 8 verwiesen wird. Die Wandstärke des Broncelagers macht man in der Mitte etwa 30 Millimeter, an den Seiten etwa 17 Millimeter. Sollen die Broncelager mit Weissmetall ausgegossen werden, so erhalten diese Weissmetalltheile eine Stärke von ca. 7 Millimeter. Zur Erzielung einer innigen Verbindung zwischen Weissmetall und Bronce werden die Bronceflächen zur Aufnahme des Weissmetalls zunächst verzinnt und sodann im stark erwärmten Zustande ausgegossen. Werden die Lager ganz aus Weissmetall hergestellt, so kann die äussere Form dieselbe sein wie die der Broncelager, nur müssen sie, um nicht zu zerbrechen, eine etwas grössere Stärke erhalten. Auch hier müssen diejenigen Flächen, welche mit dem Weissmetall in Berührung kommen sollen, vor dem Ausgiessen verzinnt und vorgewärmt werden.

Der Hauptkörper der Achsbüchse, der Oberlagerkasten, muss einerseits genau passend das Lager aufnehmen, andererseits aber die Achsgabeln mit seinen Führungsleisten derartig umschliessen, dass nur eine Verticalverschiebung zwischen Achsbüchse und Rahmen möglich ist. Da die Achsschenkel bei den Locomotivachsen sich nur ausnahmsweise am Ende des Achsschaftes befinden, bei den Locomotiven mit innenliegenden Rahmen vielmehr zwischen den Rädern, bei den Trieb- und Kuppelachsen der Locomotiven mit aussenliegenden Rahmen aber innerhalb der Kurbeln liegen, so müssen in allen solchen Fällen die Achsbüchsen in der Richtung der Achse nach beiden Seiten hin offen sein, so dass sich als zweckmässigste Form des Oberlagerkastens die Hufeisenform ergiebt. An einer Seite geschlossene Lagerkasten finden sich bei den Tendern und bei den Laufachsen der Locomotiven, deren Rahmen ausserhalb der Räder liegen.

Während die vorspringenden schmalen Führungsleisten die Verschiebungen in der Richtung der Achse zu hindern haben und die in dieser Richtung wirkenden Pressungen aufnehmen, dienen die breiten Seitenflächen parallel der Achsenrichtung dazu, die Verschiebungen in der Längenrichtung des Rahmens zu verhindern und die in dieser Richtung wirkenden Pressungen aufzunehmen. Dieselben sind aber bei den Trieb- und Kuppelachsen sehr bedeutend, weil Achsbüchsen und Rahmen den ganzen auf den Kurbelzapfen ausgeübten Horizontalschub des Dampfkolbens aufnehmen müssen. Bedenkt man nun, dass die Achsbüchse, während sie der Wirkung dieser Kräfte ausgesetzt ist, Verticalbewegungen bis zur Grösse des vollen Federspiels ausführen muss, so ist es ersichtlich, dass auch zwischen Achsbüchse und Achsgabeln erhebliche Reibungsarbeiten und Abnutzungen entstehen werden. Um diese

Abnutzungen nun möglichst unschädlich zu machen, versieht man die Achsbüchsen mit ⊔förmigen Rothgussschuhen von etwa 8 Millimeter Stärke, welche die Achsgabeln umfassen, und erreicht dadurch sowohl, dass der Hauptlagerkörper selbst keine Abnutzung erleidet, die Rothgussschuhe aber nach längerer Abnutzung leicht erneuert werden können, als auch, dass die Reibungsarbeit wegen des geringeren Reibungscoefficienten zwischen Rothguss und Schmiedeeisen vermindert wird. Eine weitere Verminderung der Reibungsarbeit und Abnutzung erreicht man durch gehöriges Schmieren der Berührungsflächen. Zu diesem Zwecke ist die Gleitfläche des Rothgussschuhes mit einer schlangenförmigen schmalen Rinne versehen, während die obere Kante des Rothgussschuhes zur Aufnahme von etwas Oel gebrochen ist. Infolge dessen kann das vor jeder Fahrt oberhalb des Rothgussschuhes angebrachte geringe Quantum Oel sich über die ganze Gleitfläche verbreiten.

Um die reibenden Flächen von Lager und Achsschenkel mit dem erforderlichen Schmieröl zu versehen, erhält der obere Theil des Oberlagerkastens eine als Schmierbehälter dienende Aussparung, die oben durch Blechklappen geschlossen ist. Von diesem Schmierbehälter führen zwei Canäle von kreisförmigem Querschnitte nach dem Lager hin, deren obere Mündungen jedoch so hoch liegen, dass das Oel nur mittelst Saugedochten tropfenweis hineingelangen kann, weil sonst das Oel zu rasch fortfliessen würde. Die Einbringung der Saugedochte in die Schmiercanäle wird dadurch erreicht, dass das Ende des Saugedochtes mit einem Draht verbunden wird. Zur Aufnahme des Oeles, welches durch die Canäle herabgeführt wird, erhält das Lager unter der Mündung derselben Durchbohrungen, von denen ausgehend schmale Nuthen das Oel über die Lagerfläche vertheilen.

Diese Anordnung der Oelbehälter und Oelzuführung kann sowohl bei Broncelagern als auch bei Weissmetalllagern zur Anwendung gelangen. Wendet man Broncelager mit Weissmetallflächen an, so ist es zweckmässig, die Oelnuthen des Lagers möglichst in die Bronceflache zu legen, damit weniger leicht ein Zudrücken der Oelcanäle eintreten kann.

Bei dieser Art der Schmierung befindet sich unter dem Achsschenkel ein Unterlagerkasten, der entweder nur den Zweck hat, den Achsschenkel vor Staub und Schmutz zu schützen oder der ausserdem dazu dienen soll, das von oben herabgelangende Oel aufzufangen und dem Achsschenkel von unten nochmals wieder zuzuführen. Derselbe passt genau zwischen die nach unten verlängerten parallelen Seitenwände des Oberlagerkastens und reicht hinauf bis zu der durch die Mittellinie des Achsschenkels gelegten Horizontalebene, wo er gegen die untere Fläche des Lagers tritt. Seine Verbindung mit dem Oberlagerkasten muss wenn möglich derartig bewirkt sein, dass die Abnahme und Wiederanbringung erfolgen kann, ohne Rahmen und Locomotive zu heben. Soll der Unterlagerkasten zur Aufnahme des vom Schenkel herabtropfenden Oels und Anbringung eines Schmierapparates dienen, so bildet er einen Kasten von rechteckigem Querschnitt, dessen verticale Seitenwände zum Theil bis an die unteren Flächen des Lagers herantreten, zum Theil sich der Form des Achsschenkels anschliessen. Diese letzteren in der Richtung des Rahmens fallenden verticalen Seitenwände werden wohl zur Aufnahme von Dichtungsscheiben mit je einer Rinne *r* hergestellt, wie dies aus Fig. 1 und 2 auf Taf. XLIII ersichtlich ist.

Gegen diese Anordnung des Achslagerkastens mit oberer Schmierung wird nun wohl geltend gemacht, dass das Oel aus dem oberen Behälter beständig beim Stillstande der Locomotive durch den Saugedocht dem Schenkel zugeführt werde und bei den Unterlagerkasten ohne Schmierapparat immer, bei den Unterlagerkasten mit

beträgt, die Berührung zwischen Lager- und Achsschenkel mithin 15 Millimeter über der horizontalen Mittellinie des Achsschenkels aufhört, wobei jedoch die Seitenwände des Lagers bis zur horizontalen Mittellinie des Achsschenkels herabreichen. Die Länge des Lagers ist 178 Millimeter, während die Entfernung des Achsschenkelanlaufs von der Radnabe 180 Millimeter beträgt, so dass also auf beiden Seiten je 1 Millimeter Spielraum vorhanden ist. Der Querschnitt des Lagers wird auf beiden Seiten durch Kreisbögen von 30 Millimeter Radius begrenzt, deren Mittelpunkt auf der Seite des Anlaufs um 29 Millimeter, auf der Seite des Rades um 17 Millimeter von der Lagerkante entfernt ist. Symmetrisch zur verticalen Mittellinie ist das Lager der ganzen Länge nach mit zwei parallelen Weissgussflächen von 50 Millimeter Breite und 70 Millimeter Abstand von einander versehen, welche in schwalbenschwanzförmig ausgearbeitete Rinnen des Lagers eingegossen sind und in der Mitte eine Stärke von 7 Millimeter haben.

Zur Vertheilung des Oels über den Achsschenkel befindet sich in der Mitte des Lagers eine halbcylindrische Schmiernuthe n von 10 Millimeter Radius und 148 Millimeter Länge, in welche die Schmiercanäle K K von 10 Millimeter Durchmesser in einem Abstande von 80 Millimeter einmünden. Diese Schmiernuthe liegt also ihrer ganzen Ausdehnung nach in der Bronce.

Der schmiedeeiserne Oberlagerkasten A hat eine äussere durchgehende Breite von 170 Millimeter, ist also um 8 Millimeter schmäler als das Broncelager. Er erhebt sich in seiner oberen Begrenzung um 58 Millimeter über das Lager, ist aber zur Aufnahme von Schmieröl im mittleren Theile bis auf eine Tiefe von 28 Millimeter ausgespart, so dass er hier eine Stärke von 30 Millimeter behält. Der äussern und innern Wandung wird dabei noch eine Stärke von 25 Millimeter gelassen, um den Oberlagerkasten hier nicht zu sehr zu schwächen, während vorn und hinten eine Wandstärke von 14 Millimeter als genügend angesehen ist. Wegen der an dieser Stelle vorhandenen grösseren Dicke des Oberlagerkastens ist hier auch eine Aussparung bis auf eine Tiefe von 40 Millimeter vorgenommen. In der Mitte, da wo sich die Federstütze auf den Achslagerkasten stellt, ist, um eine Abnutzung des letzteren unschädlich zu machen, noch eine Verstärkung von 5 Millimeter gelassen, so dass die Stärke des Lagerkastens hier 35 Millimeter beträgt. Neben dieser Verstärkung und zwar über entsprechenden Durchbohrungen des Lagers sind Kupferröhrchen von 10 Millimeter lichter Weite eingelöthet, welche mittelst eingesteckter Saugedochte das Oel dem Achsschenkel zuführen. Zum Abschluss dieses Schmierbehälters dient ein mit zwei Schrauben auf dem Oberlagerkasten befestigtes Blech d mit zwei drehbaren Klappen, die sowohl das Eingiessen des Oels als auch die Herausnahme und die Wiederanbringung der Saugedochte gestatten.

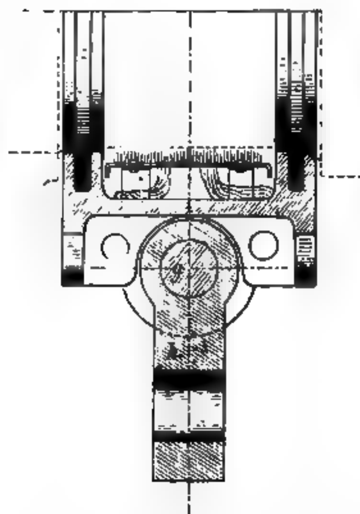
Auf den beiden verticalen Seitenwänden sind ⊓förmige Rothgussschuhe s s mittelst versenkter Kopfschrauben aufgeschraubt, welche genau zwischen die seitlichen Führungsleisten von 20 Millimeter Stärke und 33 Millimeter Breite passen. Die Hauptgleitfläche dieser Schuhe hat eine Breite von 120 Millimeter und eine Stärke von 8 Millimeter, während die weniger beanspruchten seitlichen Gleitflächen von 25 Millimeter Breite eine Stärke von 5 Millimeter erhalten. Der Abstand der beiden Hauptgleitflächen von einander beträgt 280 Millimeter. Zur Aufnahme des Oels, welches zur Schmierung der Gleitflächen dienen soll, ist die obere Kante des Rothgussschuhes abgeschrägt, während die Hauptgleitfläche mit einer schlangenförmigen Nuth von 6 Millimeter Breite und 3 Millimeter Tiefe versehen ist.

verlängert sind, um durch zwei Bolzen von 20 Millimeter Durchmesser und 278 Millimeter Länge, deren Enden in die verticalen Seitenwände des Oberlagerkastens eingreifen, mit letzterem verbunden zu werden. Eine Verschiebung dieser Bolzen in der Längenrichtung wird durch die Gleitflächen der Achsgabelbacken verhindert. Ein Losnehmen und ein Wiederanbringen des Unterlagerkastens ist bei dieser Construction aber nur möglich, nachdem der Rahmen soweit gehoben ist, dass das Herausbringen dieser Bolzen nicht mehr durch die Achsgabelbacken gehindert wird.

Fig. 7.



Fig. 8



Bei den in Fig. 1 bis 3 und 4 bis 5 auf Taf. XL dargestellten Achsbüchsen der Badischen Staatsbahn[1]) und Hinterpommerschen Bahn ist Einrichtung getroffen, dass der Unterlagerkasten durch besonderen Oeleinguss direct mit Oel versehen werden kann. Während aber bei den Achsbüchsen der Badischen Staatsbahn gleichzeitig die Schmierung von oben beibehalten ist, ist bei der Achsbüchse der Hinterpommerschen Bahn lediglich Schmierung von unten angenommen, was aus den oben angeführten Gründen nicht zu empfehlen ist. Bei beiden Bahnen ist der Unterlagerkasten mittelst Schrauben, deren Köpfe versenkt sind, an dem Haupttheil der Achsbüchse befestigt. Dies ist insofern ein Nachtheil, als bei einem Versagen des Schmierapparates, welches die Herausnahme der Unterlagerkasten nöthig macht, die Maschine so weit angehoben, resp. die Achse so weit heruntergelassen werden muss, dass die Schraubenköpfe aus den Achsgabeln heraustreten. Das Oel befindet sich bei beiden Achsbüchsen in dem mittleren Theile B des Unterkastens, in welchem es durch den Einguss E gegeben wird. Dieser liegt bei den badischen Maschinen (Fig. 1—3), welche ausserhalb der Räder liegende Rahmen haben, zwischen diesen letzteren und

[1]) Organ 1865, p. 61.

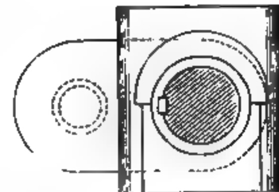
Bei den Locomotiven mit Aussenrahmen nach Hall's System bilden die ausserhalb der Rahmen befindlichen und besonders auf die Achse aufgezogenen Kurbeln die Lagerhülse, auf denen die Lager ruhen. Da infolge dessen der Durchmesser des Lagerhalses wesentlich grösser wird, als bei den Locomotiven mit Innenrahmen, so erhält auch die Achsbüchse entsprechend grössere Dimensionen, bietet im Uebrigen aber von den besprochenen Constructionen nichts Abweichendes. Die Anordnung einer solchen Hall'schen Kurbel nebst Achslager ist in den Fig. 11 und 12 dargestellt.

In Amerika wird die Achsbüchse vielfach ganz von Bronce[3]) gegossen, so dass kein besonderes Lager eingesetzt wird. In den Fig. 11—16 auf Tafel XLII sind Achsbüchsen amerikanischer Locomotiven angegeben. Im Allgemeinen unterscheidet sich die Form derselben von der der europäischen nicht; bei der in Fig. 11 und 12 auf Tafel XLII skizzirten der Philadelphia und Reading-Bahn reicht der Oelbehälter in Form von zwei Eingüssen zwischen die Rahmen hinauf.

Fig. 11.

Bei den Tendern pflegen die Achsschenkel sich ausserhalb des Rades und zwar am Ende der Achswellen zu befinden, so dass hierbei nach aussen hin geschlossene Achslagerkasten Anwendung finden können. Dabei ist die auf den Achslagerkasten kommende Last erheblich geringer, als bei den Locomotiven, so dass hier ohne Bedenken Gusseisen angewandt werden kann. Die Constructionen der Tenderlagerkasten sind daher auch denen der Wagenlagerkasten sehr ähnlich. Bezüglich der Anwendung von Weissmetall und Bronce zu den Lagern gilt das im Vorstehenden Erwähnte. Am zweckmässigsten stellt man sie aus Bronce mit Weissmetallflächen her. Der Auflagerfläche, mit welcher das Lager den Achsschenkel berührt, giebt man einen Centriwinkel von 90 bis 120 Grad. Auch bezüglich der Anwendung oberer oder unterer Schmierung gilt das vorhin Gesagte. Man findet bei den Tenderachsbüchsen sowohl obere Schmierung wie untere Schmierung. Am besten wird es auch hier sein, in erster Linie auf Zuverlässigkeit der Schmiervorrichtung Bedacht zu nehmen, indem man neben der regelmässig zu benutzenden oberen Schmierung auch eine zuverlässig wirkende untere Schmiervorrichtung anwendet.

Fig. 12.



Die bei den Preussischen Staatsbahnen als Normalconstruction eingeführte Tenderachsbüchse ist in Fig. 4—6 auf Taf. XLIII dargestellt. Das Broncelager *B* ruht auf einem Achsschenkel von 105 Millimeter Durchmesser und 170 Millimeter Länge mit einem Centriwinkel der Berührungsfläche von 90 Grad. Seine Länge beträgt 166 Millimeter, so dass auf beiden Seiten 2 Millimeter Spielraum bleiben. Ebenso wie die Hohlkehlen der Anläufe ist auch die Abrundung des Lagers auf beiden Seiten nach einem Kreisbogen von 15 Millimeter Radius bewirkt. Die Auflagerfläche ist mit zwei parallelen Weissmetallflächen *w* von 25 Millimeter Breite und 7 Millimeter Stärke versehen, die in schwalbenschwanzförmige Rinnen eingegossen sind und 13 Millimeter von einander abstehen. Das Lager hat in der Mitte eine Stärke von 30 Millimeter und bildet hier eine horizontale Ebene von 70 Millimeter

---

[3]) Erbkam, Zeitschrift für Bauwesen 1852, p. 83.

das schon gebrauchte, vom Schenkel abtropfende Oel sich oberhalb der Querwand sammelt. Das Schmiergestell besteht aus einem nach der Form des Achsschenkels gewölbten Bleche zur Aufnahme des Schmierkastens mit zwei angenieteten gebogenen Blechen, auf deren unterem Boden zwei Spiralfedern befestigt sind. Jede dieser Spiralfedern umfasst mit dem oberen Ende einen Stift, der auf der Querwand des Lagerkastens ruht und das Schmiergestell trägt. Nach dem Zusammensetzen des auf dem Achsschenkel ruhenden Lagerkastens wird nun das Schmierpolster durch den Schenkel etwas nach unten gedrückt, wodurch die Spiralfedern angespannt werden und das Schmierpolster einen leichten Gegendruck gegen den Schenkel ausübt. Damit nun nicht durch zu starke Pressung die saugende Wirkung des Schmierpolsters beeinträchtigt werde, ist es zweckmässig die Dimensionen der Spiralfedern so zu bemessen, dass der Druck des Schenkels auf das Schmierpolster einer Belastung von ca. 1 Kilogramm entspricht.

Mit Rücksicht auf die Abnutzung von Achsschenkel und Lager kann man den Achsschaft nicht dicht schliessend in den Lagerkasten eintreten lassen, sondern giebt beiden von vorn herein einen gewissen Spielraum, der dann durch Dichtungsscheiben *i* von Filz oder Pappmasse ausgefüllt wird. Zu diesem Zwecke wird die Rückwand vom Ober- und Unterlagerkasten, durch welche der Achsschaft in den Lagerkasten eintritt, mit einer ringsumlaufenden Rinne *r* von 8 Millimeter Breite versehen, die mit Rücksicht auf die erwähnte Abnutzung von Lager und Schenkel und der damit verbundenen Senkung des Lagerkastens der Dichtungsscheibe *i* nach oben hin genügenden Spielraum lassen muss.

Bemerkenswerth ist auch die Verbindung zwischen Ober- und Unterlagerkasten. Der Oberlagerkasten erhält nämlich zwei einander gegenüberliegende angegossene Zapfen *z* von 40 Millimeter Durchmesser und 18 Millimeter Stärke, welche einen schmiedeeisernen, den Unterlagerkasten umfassenden Bügel *b* von 10 Millimeter Dicke und 40 Millimeter Breite tragen. — Durch eine am tiefsten Punkte dieses Bügels befindliche sechskantige Verstärkung tritt nun eine Kopfschraube von 26 Millimeter Stärke und presst beim Anziehen den Unterlagerkasten gegen den Oberlagerkasten. Zur Sicherung gegen das Lösen dieser Schrauben wird über den sechskantigen Kopf derselben eine zu diesem sowie zu der sechskantigen Verstärkung des Bügels passende Hülse *h* geschoben und in ihrer Lage durch einen Splint gehalten. Um nun auch eine horizontale Verschiebung zwischen Ober- und Unterlagerkasten zu verhüten, sind in die Berührungsfläche des Unterlagerkastens 3 Stiftschrauben *n* von 10 Millimeter Durchmesser eingelassen, welche in entsprechende Aussparungen des Oberlagerkastens genau passend eingreifen. Diese Anordnung bewirkt eine sehr sichere und doch auch wieder sehr leicht zu lösende Verbindung zwischen Ober- und Unterlagerkasten.

§ 3. Achsgabelbacken. — Zur verticalen Führung der Achsbüchse dienen, wie bereits erwähnt, die mit den Achsgabeln verbundenen Achsgabelbacken. Dieselben sollen gleichzeitig die Lage der Achsbüchse gegen den Rahmen in der Horizontalebene festlegen und müssen daher im Stande sein, die in dieser Richtung etwa auf die Achsbüchse einwirkenden Kräfte aufzunehmen, ohne zu starke Abnutzung zu erleiden. Ihre Construction und Verbindung mit dem Rahmen richtet sich nach der Construction des letzteren und speciell nach der Construction der Achsgabeln d. h. des Rahmenausschnitts, welcher die Achsgabelbacken aufnimmt. Diese Achsgabeln wurden früher vielfach aus besonderen Blechen von 10 bis 15 Millimeter Stärke hergestellt und zu beiden Seiten des etwa 25 Millimeter starken durchgehenden Rahmens

ergiebt sich aus Fig. 13 und 14. Der eigentliche Rahmen wird hier durch ein einfaches Walzeisen von etwa 25 Millimeter Dicke und durchgehend gleicher Breite gebildet, auf dessen beide Seiten die aus Blechplatten von etwa 15 Millimeter Stärke hergestellten Achsgabeln aufgenietet sind. Die T-förmigen schmiedeeisernen Backen *b* greifen mit dem einen Schenkel zwischen die beiden Achsgabelplatten und werden mit denselben vernietet. Unmittelbar darunter legt sich der Achsgabelsteg *c* und umfasst mit seinen nach beiden Seiten hin vorspringenden Flächen die unteren Enden der Achsgabeln, mit denen er durch zwei Befestigungsschrauben verbunden wird.

Die Fig. 15 und 16 stellen eine in England bei Aussenrahmen mehrfach angewendete Construction dar. Die Rahmen aus ca. 15 Millimeter starken Blechplatten,

Fig. 13.

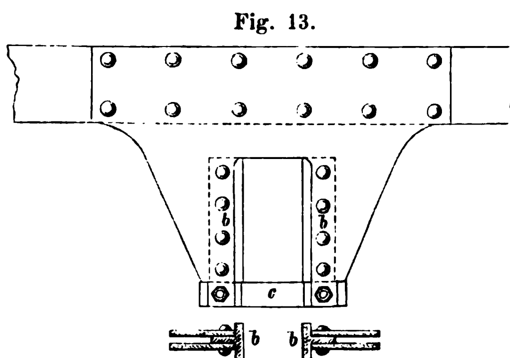


Fig. 14.

Fig. 15.

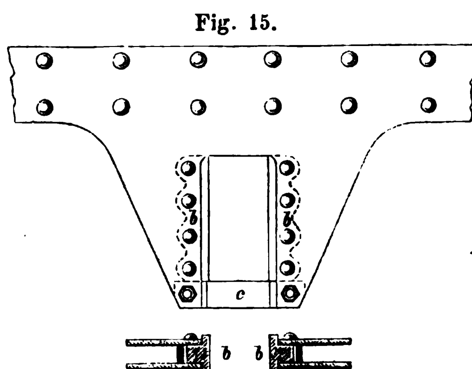


Fig. 16.

mit den Achsgabeln aus einem Stück hergestellt, haben einen Zwischenraum von 70 Millimeter, der durch Einnieten von gusseisernen Zwischenstücken gebildet wird. Die aus Gusseisen hergestellten Achsgabelbacken *b b* haben ebenfalls einen T-förmigen Querschnitt und sind mit ihrem 70 Millimeter starken Schenkel zwischen den Achsgabelplatten eingenietet. Der Achsgabelsteg *c* wird in ähnlicher Weise, wie bei der erst erwähnten Construction, angeordnet.

Die Holzschnitte Fig. 17 und 18 zeigen die Anordnung gusseiserner Achsgabelbacken in Verbindung mit einfachen Achsgabeln, welche mit ihrem Rahmen ein Stück bilden, und zwar ist in der Figur eine solche Rahmenconstruction gewählt, welche durch Zusammenschweissen mehrerer Rahmentheile gebildet ist. Die einzelnen Achsgabeln sind hier zur Verstärkung des Rahmens durch zwischengeschraubte Verbindungsstangen *v* mit einander verbunden. Die gusseisernen Achsgabelbacken haben einen angenähert T-förmigen Querschnitt und werden auf die Achsgabeln derart genietet, dass der kürzere Schenkel der Gleitfläche sich gegen die innere Fläche des Rahmenausschnittes stützt, während der längere Schenkel durch Querrippen abgesteift ist. Der schmiedeeiserne Achsgabelsteg *c* tritt dicht unter die Achsgabelbacken, und fasst die unterhalb derselben vorspringenden Theile der Achsgabeln von 3 Seiten und wird damit durch 2 Schrauben verbunden.

Fig. 17.

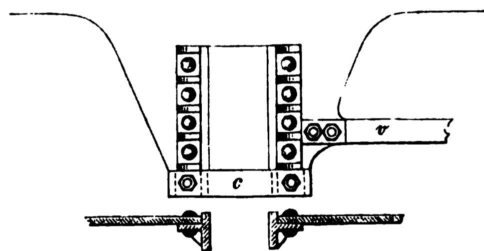


Fig. 18.

Bei Locomotiven mit innen liegenden Cylindern giebt man der Kurbelachse in der Regel noch einen oder zwei Stützpunkte zwischen den Kurbeln. Die betreffenden Lager haben eine den andern Achslagern ähnliche Form und sind ebenfalls in Achsgabeln vertical verschiebbar. Ihr Hauptzweck ist, den horizontalen Druck des Dampfes auf die Achse theilweise aufzunehmen und so die gekröpfte Achse zu verstärken, von dem Gewichte der Maschine nehmen sie nur wenig, mitunter auch gar nichts auf. Fig. 13 und 14 auf Taf. XL zeigen ein solches mittleres Lager von den Schnellzugmaschinen der York-Newcastle-Bahn.[4] Die Maschine hat an der inneren Seite jeder Kurbel den Rahmen *O*, der mit seinem vorderen Ende an der Bufferbohle befestigt ist, und dessen anderes Ende in der schmiedeeisernen an die Feuerkiste genieteten Führung *b* steckt, so dass der Kessel sich frei ausdehnen und zusammenziehen kann. An der Stelle, wo dieser Rahmen die Achsgabel bildet, ist derselbe verstärkt und nimmt daselbst das einer gewöhnlichen Achsbüchse ähnliche Lager *f* auf, das durch die Feder *h* belastet wird.

Die Rahmen der Tender bestehen vielfach aus zwei in etwa 90 Millimeter Entfernung angebrachten 8 bis 10 Millimeter starken Blechplatten, aus welchen die Oeffnungen für die Achsbüchse ebenso wie für die Federn ausgearbeitet sind. Zwischen diese Bleche sind gusseiserne Backen zur Führung der Achsbüchsen genietet, welche von den letzteren umfasst werden. Die Fig. 20 bis 22 auf Taf. XLII zeigen die Construction der Achsgabelbacken und Achsbüchsen dieser Tender wie sie vielfach von Borsig in Berlin ausgeführt sind.

Die Fig. 6, 16 und 17 auf Taf. XLIII zeigen die Construction der Achsgabeln und Achsgabelbacken, wie sie für die Normaltender der Preussischen Staatsbahn vorgeschrieben sind. Die Achsgabeln bestehen hier aus Blechplatten von 23 Millimeter Stärke, welche unter Anwendung gusseiserner Füllstücke mit dem I-förmigen Rahmen verbunden und mit Aussparungen zur Aufnahme der Achsgabelbacken und Achsbüchsen versehen sind. Die Achsgabelbacken bestehen aus T-förmigen Gussstahlstücken, deren einer Schenkel zur Führung der Achsbüchse dient und deren anderer Schenkel durch sechs Niete von 20 Millimeter Durchmesser mit der Achsgabel vernietet ist. Die ganze Länge der Achsgabelbacke beträgt 350 Millimeter, wovon jedoch nur der mittlere Theil auf eine Länge von 250 Millimeter als Gleitfläche benutzt wird, während die Achsgabelbacke oberhalb und unterhalb derselben um 5 Millimeter dagegen zurückspringt. Die Breite der Gleitfläche ist 80 Millimeter. Die unteren Enden der Achsgabeln sind durch einen Achsgabelsteg von 23 Millimeter Stärke und 65 Millimeter Höhe verbunden, der dieselben von drei Seiten umfasst und durch zwei Schrauben damit verbunden ist.

§ 4. Vorrichtungen, welche durch die Abnutzung der Achsbüchsen und der Achsgabelbacken erforderlich werden (Stellvorrichtungen). — Das Spiel der Federn veranlasst ein Auf- und Abgleiten der Achsbüchsen in den Achsgabelbacken und damit zugleich eine der Pressung zwischen beiden entsprechende Reibung und Abnutzung; weshalb für eine gute Oelung der sich reibenden Flächen vermittelst der in die Achsbüchsen eingehauenen Schmiernuthen zu sorgen ist und zu den sich reibenden Theilen nur solche Materialien zu nehmen sind, deren Reibungscoefficient gering ist. Bei Laufachsbüchsen sind die auftretenden Horizontalkräfte nur gering. Es ist daher sowohl die Abnutzung eine nur geringe als auch ein Spielraum von mässiger Grösse ohne Nachtheil. Hier genügt es, wenn von Zeit zu Zeit, sobald die

---

[4] Heusinger's Locomotivmaschine, p. 58.

verticalen Achsgabelbacken sind genau dieselben wie die der Laufachse der Personenzuglocomotive, welche bereits oben beschrieben ist. Auch geschieht die Befestigung mit dem 25 Millimeter starken Rahmen in derselben Weise. Der Keil K hat eine Breite der Gleitfläche von 120 Millimeter, eine Länge von 398 Millimeter, seine Stärke beträgt in der mittleren Verticalebene gemessen unten 72 Millimeter, oben 45 Millimeter. Dabei greift er mit seiner schrägen Fläche in eine 10 Millimeter tiefe und 80 Millimeter breite Nuth der Achsgabelbacke ein, deren ganze Breite gleich der des Keils, nämlich 120 Millimeter ist. Die Stärke dieser Achsgabelbacke beträgt in der Nuth 25 Millimeter. Ihr zur Verbindung mit dem Rahmen dienender Schenkel ist ebenso wie bei der gegenüber liegenden Achsgabelbacke um 17,5 Millimeter nach dem Rahmen hin versetzt, hat eine Stärke von 25 Millimeter, eine Breite von 65 Millimeter und ist durch sechs Schrauben mit dem Rahmen verbunden. Zur Einstellung des Keils dient eine mit ihrem Kopfe in eine entsprechende Aussparung des Keils eingelegte Schraube m von 32 Millimeter Stärke, welche durch ein gleichzeitig zur Führung der Federstütze dienendes Schmiedestück oberhalb der Achsbüchse hindurchtritt und hier durch eine oberhalb und eine unterhalb desselben befindliche Mutter festgestellt wird.

Bei den amerikanischen Locomotiven, Fig. 15, Taf. XLII, welche, wie schon vorhin erwähnt, oft mit losen Achsgabelbacken versehen werden, ist eine Verstellbarkeit der Achsgabelöffnung dadurch erreicht, dass die eine Achsgabelbacke keilförmig gemacht und zum Feststellen in verschiedenen Lagen eingerichtet ist. Während man bei uns nicht nur den Triebachsen, sondern auch den gekuppelten Achsen solche Stellvorrichtungen giebt, beschränken sich die Amerikaner vielfach damit auf die eigentliche Triebachse. Es ist dies jedoch nicht zweckmässig, da auf die Kuppelachsen ebensowohl bedeutende Horizontalkräfte einwirken, welche bei mangelnder Stellvorrichtung die bereits hervorgehobenen Nachtheile mit sich führen. Dabei ist aber auch noch folgender Umstand zu berücksichtigen. Bei der bei uns üblichen Anordnung bleibt bei einem Nachziehen aller Achsbüchskeile, die selbstverständlich an derselben Seite liegen müssen, die Achsenentfernung dieselbe. Es wird also eine Aenderung in den Längen der Kuppelstangen nicht nöthig, während bei der amerikanischen Anordnung die Achsenentfernung sich ändert, daher die Längen der Kuppelstangen nach jeder Keilstellung berichtigt werden müssen, wenn man den Kuppelstangen nicht viel todten Gang geben will.

Das Nachziehen der Keile muss häufig und in geringem Maasse stattfinden, da sich sonst ein Ansatz auf der Gleitfläche bildet, der bei der Verticalbewegung der Achsbüchse zu Stössen Veranlassung geben könnte. Ueberhaupt muss das Nachziehen der Keile mit einiger Vorsicht geschehen, denn während einerseits die Spielräume möglichst beseitigt werden müssen, so darf andererseits doch auch keine Klemmung zwischen Achsbüchse und Achsgabelbacke stattfinden, weil dadurch die freie Verticalbewegung der Achsbüchse gehindert und die Wirkung der Feder beeinträchtigt würde.

Es möge hier noch eine Keilstellvorrichtung erwähnt werden, welche Gooch für die innere Achsbüchse an Tendermaschinen mit innen liegenden Cylindern angewendet hat. Dieselbe ist in Fig. 15 und 16, Taf. XL, dargestellt. Um eine Durchbiegung der gekröpften Achse infolge des Dampfdruckes zu verhindern[7]), wird dieselbe in der Mitte noch einmal gehalten. Es ist zu dem Zwecke die aus zwei Blechplatten bestehende mit gusseisernen Backen versehene Achsgabel a an den

[7]) Heusinger's Locomotivmaschine, p. 147.

Kessel genietet. Da die Rahmen, welche die beiden andern Lager dieser Achse enthalten, nicht wie gewöhnlich vorn an der Rauchkiste, sondern in der Nähe der mittleren Achsgabel mit dem Kessel fest verbunden sind, so ist die Anbringung der letzteren am Langkessel möglich.

Das mittlere Lager hat vom Gewichte der Maschine nichts zu tragen, es wird daher die Abnutzung an den Seiten und nicht oben stattfinden; demgemäss ist es auch nicht horizontal, sondern vertical getheilt, so dass durch ein Nachfeilen der Stossfuge leicht beide Hälften wieder so weit zusammengebracht werden können, dass sie die Achse festhalten. Der sowohl durch dieses Nachfeilen, als auch durch die Abnutzung in den Führungen entstehende Spielraum wird durch Nachziehen der Keile *d* wieder beseitigt, deren hier zwei, einer auf jeder Seite des Lagers, angebracht sind, um letzteres leicht in eine gerade Linie mit den andern Achsbüchsen bringen zu können. Das Lager enthält, wie die punktirten Linien andeuten, eine mit einem Blechdeckel *e* verschlossene Aushöhlung zur Aufnahme des Oeles.

§ 5. Aussergewöhnliche Constructionen von Achsbüchsen und Achsgabelbacken. — Bei den vorstehend beschriebenen Achsbüchsen-Constructionen liegen die Lager fest im Oberlagerkasten, der im Rahmen lediglich eine Verticalbewegung ausführen kann. Wegen der Unebenheiten der Bahnstrecken wird es nun aber vorkommen, dass bald das eine Rad, bald das andere Rad eine höhere Lage einnimmt, und somit die Mittellinie der Achse eine gegen Rahmen und Lager geneigte Lage erhält. Es wird dann das eine Lager mit seiner Innenkante, das andere Lager mit seiner Aussenkante zum Auflager gelangen und hierdurch eine stärkere Inanspruchnahme des Achsschenkels herbeiführen als beim gleichmässigen Auflager.

Früher sind daher wohl Constructionen zur Anwendung gekommen, welche ein beständig gleichmässiges Auflager erhalten sollten. So haben z. B. die Amerikaner Norris und Tull die in Fig. 17 und 18 auf Taf. XL dargestellte Achsbüchse construirt.[8]) Die eigentliche Achsbüchse *A* wird nicht direct zwischen den Achsgabeln auf- und abgeführt, sondern dieselbe ist mit zwei Zapfen *a a* versehen, deren Mittellinie diejenige der Locomotivachse rechtwinklig schneidet. Auf diese Zapfen sind die Stücke *b b* gesteckt, welche die Verticalführung in den Achsgabeln bilden. Zwischen diese beiden Stücke *b b* ist das Stück *c* mittelst der Schrauben *d d* befestigt, das die Belastung der Achse aufnimmt. Die untere concave Begrenzung dieses Stückes bildet einen Theil eines Cylindermantels, dem entsprechend die Oberfläche der Achsbüchse *A* convex gekrümmt ist, so dass eine Drehung letzterer unter dem Stücke *c* möglich ist. Diese Construction ist theoretisch richtig. Die Erfahrung hat aber durchaus nicht gezeigt, dass solche Vorkehrungen nöthig sind. Es hat sich vielmehr herausgestellt, dass die gewöhnlichen Constructionen mit festliegenden Lagern keine Nachtheile haben, welche solche Complicationen rechtfertigen könnten.

Ein anderer Umstand, welcher berücksichtigt werden muss, ist die Einwirkung der Bahncurvengleise auf die Stellung der Achsen. Sollen nämlich Curvengleise durch mehrachsige z. B. dreiachsige Fahrzeuge durchfahren werden, so muss der Mittelachse ein Spielraum gewährt werden, welcher derjenigen Pfeilhöhe entspricht, die sich ergiebt, wenn man den Radstand des Fahrzeugs als Sehne der Curve einträgt. Mit Rücksicht hierauf hat man wohl der Mittelachse dadurch eine gewisse Verschiebung in ihrer Längenrichtung ermöglicht, dass man die Achsgabelbacken schmäler,

---

[8]) Organ 1848, p. 71.

als die zugehörige Nuthe der Achsbüchse gemacht hat, sodass dabei die Achse mit den Achsbüchsen zusammen eine entsprechende Seitenbewegung ausführen kann.

In Frankreich ist dies durch Caillot[9] geschehen, welcher bei mehrfach gekuppelten Maschinen den Achslagern der Mittelachse in den Achsgabeln einen Spielraum giebt, gleichzeitig aber durch zwei Blattfedern, welche sich gegen den Rahmen stützen, die Achse bei der Fahrt auf dem graden Gleise in der Mitte hält. Der in den Curven eintretende Druck gegen den Spurkranz der Räder überwindet die Spannkraft der Federn und veranlasst daher die Verschiebung der Achse, die aber stets das Bestreben hat, in die mittlere Stellung zurückzutreten.

Schon früher hatte Fairbairn für die End- (Lauf-) Achsen nach demselben Principe eine Achsbüchse construirt,[10] die in Fig. 21—23 dargestellt ist. Die Achsbüchse *A* wird nicht direct von den Achsgabelbacken *B* geführt, sondern es dienen dazu die Stücke *D*, welche durch drei Gummischeiben *C* von 21 mm Dicke, die um 5 mm comprimirt sind, gegen das Achslager gepresst werden. Die Stücke *D* sind doppelt keilförmig, und um 13 mm schmaler als die Nuth der Achsbüchse. Wird nun in Curven die Achsbüchse durch den Druck der Schienen gegen die Räder verschoben, so sucht die Spannung des Kautschuks, der durch die Verschiebung noch mehr comprimirt wird, die Achsbüchse in die mittlere Stellung zurückzubringen. Die Neigung der Keilflächen ist so gewählt, dass bei einer seitlichen Verschiebung der Achsbüchse von 6 mm eine Comprimirung des Gummis von 3 mm stattfindet. Diese Achsbüchsen sind indess complicirt und kostspielig in der Unterhaltung.

Fig. 21.

Fig. 23.

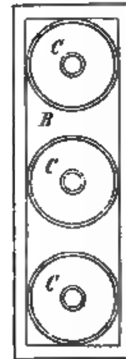


Fig. 22.

Ein gewisser Spielraum ist übrigens stets zwischen den Spurkränzen der Radreifen und den Schienen vorhanden. Derselbe soll nach § 160 der Technischen Vereinbarungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen nicht unter 10 Millimeter und bei der grössten zulässigen Abnutzung der Radreifen nicht über 25 Millimeter betragen. Bei den Mittelrädern sechsrädriger Locomotiven ist ein Gesammtspielraum bis 40 Millimeter zulässig bei übrigens gleichem lichtem Abstande zwischen den Rädern. Dazu kommt noch, dass dieser Spielraum durch die in den Curven eintretende Spurerweiterung vergrössert wird; da nach § 5 der Technischen Vereinbarungen in Curven mit Halbmessern unter 1000 Meter die Spurweite im Verhältniss

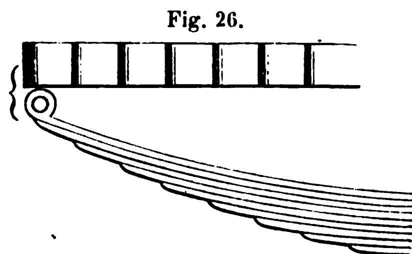
9) Organ 1868, p. 104

10) Dingler's polyt. Journal 1859, p. 412.

Es müssen vielmehr eine oder mehrere obere Tragfederlagen bis zum Ende hin geführt werden, um der Feder auch in Bezug auf Abscheerung überall hinreichende Festigkeit zu gewähren. Auch sind die Enden der oberen Federlage zur Aufnahme der Belastung geeignet zu construiren.

Ebenso wie die Dreiecksfeder hat auch eine Feder von gleicher Breite, deren Dicke vom Belastungspunkte an nach einer cubischen Parabel zunimmt, die Eigenschaft, dass sich ihre neutrale Faserschicht nach einem Kreisbogen krümmt. Man kann deshalb, wie in Fig. 26 dargestellt, die Enden der einzelnen Federblätter auch bei durchgehends gleicher Breite in der Dicke nach einer cubischen Parabel begrenzen. Die Herstellungsmethode solcher Federn ist aber weniger einfach, als die der ersteren. Auch ist die nach der cubischen Parabel gebildete Feder kein Körper von gleicher Festigkeit, erfordert deshalb etwas grösseren Materialaufwand. Im Vergleich mit der aus der Dreiecksfeder entstandenen Blattfeder hat sie daher auch nur geringe Verbreitung gefunden.

Fig. 26.



§ 7. Berechnung der Tragfedern. — Die Berechnung der Tragfedern geschieht meist in der Weise, dass die auf das Federende wirkende Belastung lediglich als Verticalkraft angenommen wird, während die durch die Art der Aufhängung etwa auftretenden Horizontalkräfte ebenso wie die Krümmung der Federn und die zwischen den Federblättern vorhandene Reibung vernachlässigt wird.

Ist n die Anzahl der Federlagen mit der Breite b und der Dicke h, wofür man nach dem Vorstehenden auch eine einfache Platte von der Maximalbreite $n\,b$ Fig. 27, einführen kann; ist ferner P die auf jedes Federende wirkende Verticalkraft und l der Hebelarm dieser Kraft bezogen auf einen durch die nächste Auflagerkante des Federbundes gelegten Verticalschnitt, so ist das Biegungsmoment M:

Fig. 27.

$$M = P \cdot l$$

und das Widerstandsmoment M des Federquerschnitts an dieser Stelle

$$M = \frac{S n b\ h^2}{6},$$

wenn S die Spannung in der äussersten Faserschicht bedeutet.

Hieraus ergiebt sich die Beziehung:

$$P = \frac{S n b\ h^2}{6 l} \quad . \ . \ . \ . \ 1)$$

Für die Senkung f des Federendes, welche durch die Verticalkraft P herbeigeführt wird, gilt ferner die Gleichung

$$f = \frac{6 P l^3}{E\ n b\ h^3} \quad . \ . \ . \ . \ 2)$$

worin E den Elasticitätsmodulus bedeutet. Setzt man den Werth für P aus Gleichung 1) in die Gleichung 2) ein, so ergiebt sich:

$$f = \frac{l^2}{h} \frac{S}{E} \quad . \; . \; . \; . \; 3)$$

Bei einer unter einem Fahrzeuge befindlichen Feder sind nun folgende Zustände zu unterscheiden:

1) Es wirkt auf jedes Federende nur eine dem Eigengewichte des Fahrzeugs entsprechende ruhende Belastung P_1, welche eine Senkung f_1 der Feder zur Folge hat.
2) Es wirkt auf jedes Federende eine dem belasteten Fahrzeuge entsprechende ruhende Belastung P_2, welche eine Senkung f_2 zur Folge hat.
3) Die unter dem belasteten Fahrzeuge befindliche Feder wird in Schwingungen versetzt und erreicht bei einer grössten Senkung f_m des Federendes die grösste zulässige Faserspannung S_m. Nimmt man die Länge l sowie die Dicke h an, so ist aus Gleichung 3) die grösste zulässige Senkung f_m zu berechnen, sobald man die grösste zulässige Spannung S_m, sowie den Elasticitätsmodulus E kennt, denn es ist $f_m = \frac{l^2 S_m}{h\,E}$. Für Gussstahl kann man aber $S_m = 65$ bis 70 Kilogramm pro Quadratmillimeter und $E = 25000$ annehmen.

Damit nun die Feder bei voller Belastung, die während der Fahrt durch Unebenheiten der Bahnstrecke hervorgerufenen Schwingungen ausführen kann, ohne die zulässige Spannung S_m zu überschreiten, muss die bei voller aber ruhender Belastung erreichte Spannung S_2 entsprechend geringer gewählt werden, und zwar pflegt man diese Spannung

$$S_2 = \frac{3}{4} S_m$$

anzunehmen. Ist nun die Belastung P_2 bekannt, so lässt sich nach Gleichung 1 die Breite $n\,b$ des Federblattes berechnen. Es ist

$$n\,b = \frac{6\,P_2\,l}{S_2\,h^2},$$

während sich die Senkung f_2 aus Gleichung 3) ergiebt:

$$f_2 = \frac{l^2\,S_2}{h\,E}.$$

Für das leere Fahrzeug mit der Belastung P_1 und der Senkung f_1 gilt nach Gleichung 2) die Beziehung

$$f_1 = \frac{6\,P_1\,l^3}{E\,n\,b\,h^3},$$

woraus die Senkung f_1 zu berechnen ist, sobald P_1 bekannt ist.

Der Druck P_m, welcher der grössten zulässigen Senkung f_m entspricht, ergiebt sich aus Gleichung 1) nämlich:

$$P_m = \frac{S_m\,n\,b\,h^2}{6\,l}.$$

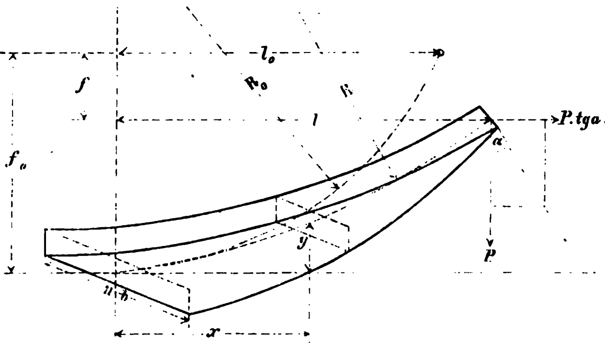
Derselbe dient zur Bestimmung des grössten Achsschenkeldruckes, welcher der Summe der auf jedes Federende kommenden Drücke entspricht, mithin gleich $2\,P_m$ ist.

Die den Gleichungen 1) und 2) zu Grunde liegende Voraussetzung, dass die Last des Fahrzeugs nur eine Verticalkraft auf das Ende der Feder ausübe, trifft nun aber nicht immer zu. Es können vielmehr die Richtungen der auf die Federenden

wirkenden Kräfte von der Verticalen wesentlich abweichen. In diesem Falle der bei Wagen meist und bei Tendern vielfach eintritt, ergiebt sich ausser der Verticalkraft, die ihren Werth nicht verändert, weil die Summe der Verticalkräfte ja gleich der Last des von den Federn getragenen Fahrzeugs sein muss, noch eine Horizontalkraft, deren Wirkung nicht immer vernachlässigt werden kann. Auch kann man nicht ohne Weiteres die mit der Durchbiegung der Feder verbundene Längenänderung der Horizontalprojection der Feder unberücksichtigt lassen, weil das Biegungsmoment davon nicht unwesentlich beeinflusst werden kann. Es möge daher die Berechnung einer Tragfeder folgen, bei welcher die auf das Ende der Tragfeder wirkende Kraftrichtung einen Winkel α mit der Verticalen einschliessen möge. Zu dem Zwecke legen wir durch die Mitte der einfachen Federplatte, die wir auch dieser Betrachtung wieder zu Grunde legen wollen, eine Verticalebene und wählen den Schnitt der darin liegenden neutralen Faser mit der durch die Federbundkante gelegten Verticalebene als Anfangspunkt eines rechtwinkligen Coordinatensystems, dessen Abscissenachse horizontal angenommen werde.

Es sei nun in Fig. 28:

Fig. 28.



- l_0 die Abscisse des Federendes bei unbelasteter Feder,
- f_0 die zugehörige Ordinate,
- l die Abscisse des Federendes nach Einwirkung einer Belastung, deren Verticalkraft P sei,
- $f_0 - f$ die zugehörige Ordinate,
- l_m die Abscisse des Federendes bei grösster zulässiger Faserspannung S_m,
- f_m die zugehörige Ordinate,
- L die Abscisse des Federendes in gestrecktem Zustande der Feder,
- h die Dicke des Federblattes,
- nb die grösste Breite des Federblattes.

Ist P die Verticalcomponente der auf das Federende wirkenden Kraft, so muss offenbar die Horizontalcomponente dieser Kraft $P \operatorname{tg} \alpha$ sein und es ergiebt sich somit als Gleichung für das Biegungsmoment M dieser Kraft bezogen auf einen Querschnitt, dessen Schwerpunkt die Abscisse x und die Ordinate y besitzt:

$$M = P(l - x) + P \operatorname{tg} \alpha (f_0 - f - y) \quad . \; . \; . \; . \quad 1)$$

Wenn nun die neutrale Faser nach einem Kreisbogen vom Radius R gekrümmt ist, so gilt die Gleichung:

$$x^2 = (2R - y)\, y,$$

wofür man angenähert setzen kann:

$$x^2 = 2Ry.$$

Für $x = l$ wird $y = f_0 - f$, mithin ist auch

$$l^2 = 2R(f_0 - f),$$

woraus sich durch Elimination von R ergiebt:

$$y = \frac{x^2 (f_0 - f)}{l^2}.$$

Da nun das Widerstandsmoment in dem fraglichen Querschnitte

$$M = \frac{S z h^2}{6}$$

ist, wenn wir die Breite des Querschnittes mit z und die Spannung in der äussersten Faser mit S bezeichnen, so ergiebt sich durch Einsetzung der Werthe von y und M in die Gleichung 1)

$$\frac{S z h^2}{6} = P(l - x) + P \operatorname{tg} \alpha (f_0 - f) \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right).$$

Für $x = o$ wird darin $z = nb$, und es ergiebt sich:

$$\frac{S n b h^2}{6} = P l + P \operatorname{tg} \alpha (f_0 - f),$$

woraus ohne Weiteres folgt:

$$P = \frac{S n b h^2}{6 (l + \operatorname{tg} \alpha (f_0 - f))} \quad . \; . \; . \; . \; 2^a)$$

$$n b = \frac{6 P (l + \operatorname{tg} \alpha (f_0 - f))}{S h^2} \quad . \; . \; . \; 2^b)$$

$$S = \frac{6 P (l + \operatorname{tg} \alpha (f_0 - f))}{n b h^2} \quad . \; . \; 2^c)$$

Wie sich leicht nachweisen lässt, ergiebt die Horizontalprojection des gestreckten Federblattes keine gerade Linie. Die Begrenzungslinie ist vielmehr schwach nach aussen gekrümmt, ein Umstand, dem in der Praxis dadurch hinreichend entsprochen wird, dass mit Rücksicht auf den Abscheerungswiderstand der Feder meist mehr als eine Federlage bis zum Angriffspunkte der Kraft hingeführt wird.

Zur Bestimmung der elastischen Linie der neutralen Faserschicht dient die allgemeine Formel:

$$\rho = \frac{h E}{2 S},$$

worin ρ den Krümmungshalbmesser bedeutet. In dieser Gleichung darf aber ρ nicht als Krümmungshalbmesser der durchgebogenen Feder mit den Ordinaten x und y angesehen werden, weil ja die Feder schon im unbelasteten Zustande nach einem Radius R_0 gekrümmt war. Es ist vielmehr ρ als Krümmungshalbmesser einer ideellen Linie anzusehen, welche entsteht, wenn man zu den Abscissen x der einzelnen Punkte die von ihnen erlittenen Senkungen als Ordinaten aufträgt. Bezeichnen wir mit y_1 die Ordinate der elastischen Linie vor der Belastung, so erhalten wir als Ordinaten dieser ideellen Curve die Grössen $y_1 - y$. Diese Curve kann aber als ein Kreisbogen angesehen werden, für welchen mit hinreichender Genauigkeit die Beziehung gilt

$$\rho = \frac{x^2}{2 (y_1 - y)}.$$

Für $x = l$ wird darin $y_1 - y = f$, so dass auch

$$\rho = \frac{l^2}{2 f}$$

ist. Setzt man dies in die obige Gleichung für ρ ein, so ergiebt sich

$$\frac{hE}{2S} = \frac{l^2}{2f}$$

oder

$$f = \frac{Sl^2}{hE} \quad \ldots \quad 3)$$

Will man die Senkung f in Bezug auf die Kraft P ausdrücken, so kann man den Werth für S aus Gleichung 2^c) in Gleichung 3) einsetzen und erhält nach einigen Umformungen:

$$f = \frac{6Pl^2(l + f_0 \operatorname{tg} \alpha)}{Enbh^3 + 6Pl^2 \operatorname{tg} \alpha} \quad \ldots \quad 4)$$

Für den variabelen Werth l ergiebt sich noch eine andere Beziehung, wenn man die von dem Endpunkte der Feder beschriebene Curve berücksichtigt. Dieselbe kann nämlich mit genügender Genauigkeit als ein Kreisbogen vom Radius $r = \frac{3}{4} L$ angesehen werden, dessen Mittelpunkt um $\frac{L}{4}$ vom Anfangspunkte des Coordinatensystems entfernt auf der Abscissenachse liegt. Unter dieser Annahme erhält man nach Fig. 29 die Gleichung:

$$r^2 = \frac{9}{16} L^2 = \left(l - \frac{L}{4}\right)^2 + (f_0 - f)^2,$$

woraus sich ergiebt:

$$l = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16} L^2 - (f_0 - f)^2} \quad \ldots \quad 5)$$

Sobald aber der Werth l bekannt ist, lässt sich der Winkel α, welchen die Kraftrichtung mit der Verticalen einschliesst, leicht ermitteln. Nimmt man nämlich an, es sei die Aufhängung des Fahrzeugs auf der Feder mittelst Hängeeisen von der Länge λ bewirkt, deren feste Drehpunkte um B von der Ordinatenachse entfernt sei, so ergiebt sich aus der Fig. 29:

Fig. 29.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{A_1 D_1}{D_1 C_1},$$

worin $A_1 D_1 = B - l$ und

$D_1 C_1 = \sqrt{\lambda^2 - (B - l)^2}$

ist, so dass also

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B - l}{\sqrt{\lambda^2 - (B - l)^2}} \quad \ldots \quad 6)$$

ist. [11])

---

[11]) Zu obiger Berechnung der Tragfedern bin ich veranlasst durch eine mir bekannt gewordene Arbeit des zu Marburg verstorbenen Ingenieurs **Bielitz**, welcher den Einfluss der Neigung der Federgehänge auf die Beanspruchung der Tragfedern wohl erkannt hat, bei seiner Berechnung aber sowohl eine constante mittlere Länge als auch einen constanten mittleren Neigungswinkel der Gehänge angenommen hat und deshalb nur zu angenähert richtigen Resultaten gelangt ist. A. Frank

Ist nun die Aufgabe gestellt, die grösste Breite nb einer Tragfeder von bekannter Länge L und Dicke h aus einem Material von bekannter Qualität d. h. bekanntem Elasticitätsmodulus E und bekannter grösster zulässiger Faserspannung S_m zu berechnen, wenn der Verticaldruck P_2 und die Pfeilhöhe $f_o - f_2$ bei voller ruhender Belastung, die Länge der Gehänge λ und die Abscisse des festen Aufhängepunktes B gegeben sind, so benutzen wir zunächst zur Bestimmung von l_2 die Gleichung 5, indem wir darin statt der veränderlichen Werthe l und f die Werthe l_2 und f_2 einführen. Dadurch entsteht

$$l_2 = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16}L^2 - (f_o - f_2)^2}.$$

Sodann bestimmen wir $\operatorname{tg}\alpha_2$ unter Benutzung der Gleichung 6)

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{B - l_2}{\sqrt{\lambda^2 - (B - l_2)^2}}.$$

Die bei voller ruhender Belastung auftretende Faserspannung S_2 nimmt man in einem bestimmten Verhältnisse zur grössten zulässigen Faserspannung S_m an, und zwar setzt man meist

$$S_2 = \frac{3}{4} S_m.$$

Aus Gleichung 2[b]) ergiebt sich sodann noch der Werth

$$nb = \frac{6 P_2 (l_2 + \operatorname{tg}\alpha_2 (f_o - f_2))}{S_2 h^2}.$$

Soll auch die Senkung f_2 des Federendes unter der ruhenden Belastung P_2 bestimmt werden, so benutzen wir dazu die Gleichung 3) und erhalten:

$$f_2 = \frac{S_2 l_2^2}{E h}$$

womit zugleich auch f_o bestimmt wird, weil ja die Differenz $f_o - f_2$ als gegeben vorausgesetzt ist.

Sollen ferner die der grössten zulässigen Faserspannung S_m entsprechenden Werthe l_m, f_m, $\operatorname{tg}\alpha_m$ und P_m ermittelt werden, so haben wir zur Bestimmung von l_m nach Gleichung 5) die Beziehung

$$l_m = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16}L^2 - (f_o - f_m)^2}.$$

Da hier aber f_m noch unbekannt ist und die Elimination durch Einsetzung des entsprechenden Werthes aus Gleichung 4) zu unbequemen Formeln führen würde, so empfiehlt es sich zur Berechnung von l_m einen Annäherungswerth für f_m anzuwenden, der sich aus der Betrachtung ergiebt, dass die Senkungen f_m und f_2 nahezu proportional den Spannungen S_m und S_2 sind. Man erhält dann annäherungsweise $f_m = \frac{S_m}{S_2} f_2$ und somit

$$l_m = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16}L^2 - \left(f_o - \frac{S_m}{S_2} f_2\right)^2}.$$

Ist so l_m ermittelt, so ergiebt sich der genaue Werth von f_m nach Gleichung 3)

$$f_m = \frac{S_m l_m^2}{h E}$$

und der Werth $\operatorname{tg}\alpha_m$ nach Gleichung 6)

$$\operatorname{tg}\alpha_m = \frac{B - l_m}{\sqrt{\lambda^2 - (B - l_m)^2}}.$$

Damit sind alle Werthe bestimmt, um die Belastung P_m nach Gleichung 2a) berechnen zu können

$$P_m = \frac{S_m n b h^2}{6 (l_m + \operatorname{tg} \alpha_m (f_o - f_m))},$$

welcher Werth zur Ermittelung des grössten Achsschenkeldruckes $2 P_m$ dient.

Sollen schliesslich die der Belastung P_1 des leeren Fahrzeuges entsprechenden Werthe l_1, $\operatorname{tg} \alpha_1$, f_1 und S_1 berechnet werden, so bestimmt man zunächst wieder l_1 nach Gleichung 5) und zwar hier unter Benutzung des Annäherungswerthes $f_1 = \frac{P_1}{P_2} . f_2$. Annähernd verhalten sich nämlich die Senkungen, sowohl wie die Spannungen in der äussersten Faser, als auch wie die Belastungen. In diesem Falle sind aber P_1 und P_2 bekannt und daher zur Ermittelung des Annäherungswerthes für f_1 zu benutzen. Es ist demnach

$$l_1 = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16} L^2 - \left(f_o - \frac{P_1}{P_2} . f_2\right)^2}.$$

Nach Kenntniss von l_1 lässt sich aber $\operatorname{tg} \alpha_1$ nach Gleichung 6) bestimmen

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{B - l_1}{\sqrt{\lambda^2 - (B - l_1)^2}}$$

und es folgt nun der genaue Werth von f_1 nach Gleichung 4)

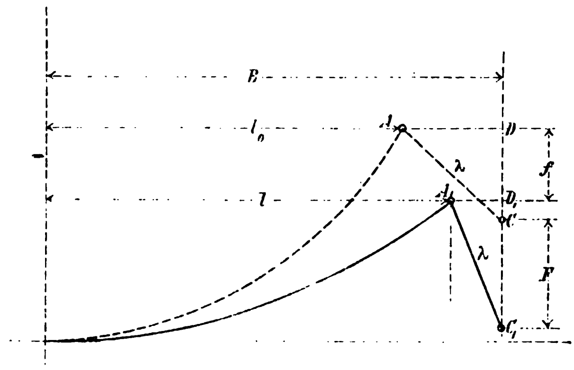
$$f_1 = \frac{6 P_1 l_1^2 (l_1 + f_o \operatorname{tg} \alpha_1)}{E n b h^3 + 6 P_1 l_1^2 \operatorname{tg} \alpha_1}$$

und der Werth von S_1 nach Gleichung 3)

$$S_1 = \frac{f_1 h E}{l_1^2}.$$

Was nun die Senkung des Fahrzeugs selbst betrifft, so braucht diese nicht genau mit der Senkung der Feder übereinzustimmen, vielmehr ist dieselbe auch abhängig von der Länge und Neigung der Federgehänge. Bezeichnen wir die Senkung des Fahrzeugs mit F, so ergiebt sich nach der Fig. 30 die Beziehung:

Fig. 30.



$$F = D D_1 + D_1 C_1 - D C$$

worin $D D_1 = f$

$$D_1 C_1 = \sqrt{\lambda^2 - (B - l)^2}$$

und $D C = \sqrt{\lambda^2 - (B - l_0)^2}$ ist.

Es wird somit:

$$F = f + \sqrt{\lambda^2 - (B - l)^2} - \sqrt{\lambda^2 - (B - l_0)^2} \quad . \; . \; . \; . \; 7),$$

woraus sich durch Einsetzen der entsprechenden Werthe f_1, l_1, f_2, l_2 und f_m, l_m die Senkungen des Fahrzeugs F_1, F_2 und F_m ergeben.

Um den Unterschied, welchen diese genauere Berechnung gegenüber der zuerst besprochenen einfacheren Berechnung ergiebt, in Zahlen ausdrücken zu können, wollen wir als Beispiel die vordere Tenderfeder wählen, welche bei dem Normaltender der Preussischen Staatsbahnen Anwendung findet. Dieselbe besteht aus 8 Lagen von

13 Millimeter Dicke und 89 Millimeter Breite, welche in der Mitte durch einen 7 Millimeter starken Nietbolzen zusammengehalten sind, so dass die Breite der einfachen Platte

$$n\,b = 8\,(89 - 7) = 656 \text{ Millimeter}$$

angenommen werden kann. Es ist ferner die Länge $L = 425$ Millimeter, der Abstand $B = 491$ Millimeter, die Länge des Gehänges $\lambda = 100$ Millimeter und die Pfeilhöhe bei voller aber ruhender Belastung $f_0 - f_2 = 60$ Millimeter. Die grösste zulässige Faserspannung sei $S_m = 70$ Kilogramm pro Quadratmillimeter, der Elasticitätsmodulus $E = 25000$, dabei beträgt die volle ruhende Belastung

$$P_2 = 2150 \text{ Kilogramm.}$$

Dann ist

$$l_2 = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16}\,L^2 - (f_0 - f_2)^2} = 419{,}3 \text{ Millimeter,}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B - l_2}{\sqrt{\lambda^2 - (B - l_2)^2}} = 1{,}028 \text{ Millimeter,}$$

$$S_2 = \frac{6\,P_2(l_2 + \operatorname{tg}\alpha_2\,(f_0 - f_2))}{n\,b\,h^2} = 56{,}1 \text{ Kilogramm,}$$

$$f_2 = \frac{S_2\,l_2^2}{h\,E} = 30{,}4 \text{ Millimeter und}$$

$$f_0 = 60 + f_2 = 90{,}4 \text{ Millimeter.}$$

Um nun auch die der grössten zulässigen Spannung $S_m = 70$ Kilogramm entsprechenden Werthe l_m, f_m, $\operatorname{tg}\alpha_m$ und P_m zu berechnen, haben wir

$$l_m = \frac{L}{4} + \sqrt{\frac{9}{16}\,L^2 - (f_0 - f_m)^2}$$

und erhalten unter Anwendung des Annäherungswerthes

$$f_m = \frac{S_m}{S_2}\,f_2 = \frac{70}{56{,}1} \cdot 30{,}4 = 38 \text{ Millimeter.}$$

$$l_m = 421 \text{ Millimeter}$$

und nach Gleichung 3) den genauen Werth für f_m

$$f_m = \frac{S_m\,l_m^2}{h\,E} = 38{,}17 \text{ Millimeter.}$$

Ferner ist

$$\operatorname{tg}\alpha_m = \frac{B - l_m}{\sqrt{\lambda^2 - (B - l_m)^2}} = 0{,}979 \text{ und}$$

$$P_m = \frac{S_m\,n\,b\,h^2}{6\,(l_m + \operatorname{tg}\alpha_m\,(f_0 - f_m))} = 2740 \text{ Kilogramm.}$$

Nach dem älteren Rechnungsverfahren würden wir die der vollen ruhenden Belastung P_2 entsprechende Spannung der äussersten Faser S_2' nach der Gleichung 1) berechnen, indem wir für den Hebelarm l der Kraft die Länge L einführten, welche dem gestreckten Zustande der Feder entspricht. Dann ist

$$S_2' = \frac{6\,P_2\,L}{n\,b\,h^2} = \frac{6 \cdot 2150 \cdot 425}{656 \cdot 13^2} = 49{,}45 \text{ Kilogramm.}$$

Die entsprechende Senkung f_2' ergiebt sich aus Gleichung 3)

$$f_2' = \frac{S_2'\,L^2}{E\,h} = \frac{49{,}45 \cdot 425^2}{25000 \cdot 13} = 27{,}5.$$

Ferner erhalten wir für die grösste Belastung P_m' nach Gleichung 1)

$$P_m' = \frac{S_m\, n\, b\, h^2}{6\, L} = \frac{70 \cdot 656 \cdot 13^2}{6 \cdot 425} = 3043$$

und für f_m' nach Gleichung 3)

$$f_m' = \frac{S_m\, L^2}{E\, h} = \frac{70 \cdot 425^2}{25000 \cdot 13} = 38{,}9.$$

Es ist somit die Spannung S_2

$$S_2 = \frac{S_2}{S_2'} \cdot S_2' = \frac{56{,}1}{49{,}45} S_2' \text{ oder}$$

$$S_2 = 1{,}135\, S_2',$$

so dass die wirkliche Spannung S_2, welche der vollen aber ruhenden Belastung der Feder entspricht, um 13,5 Procent grösser ist, als die nach dem älteren Verfahren berechnete Spannung S_2'. Ferner ist

$$P_m = \frac{P_m}{P_m'} P_m' = \frac{2740}{3043} P_m'$$

oder

$$P_m = 0{,}90\, P_m',$$

so dass also die wirkliche grösste Belastung P_m, welche der Feder zugemuthet werden darf, um 10 Procent geringer ist, als dies nach dem älteren Berechnungsverfahren zulässig erscheint.

Im Allgemeinen wird die Uebereinstimmung zwischen beiden Rechnungsmethoden um so grösser sein, je kleiner der Winkel α und je geringer die Pfeilhöhe der Feder ist.

Während nun so die Beanspruchung der Federn unter den Fahrzeugen infolge der Federgehänge eine wesentlich grössere ist, als durch die bisherige Rechnungsmethode nachgewiesen wird, ist dies bei der Prüfung der Federn unter den meist gebräuchlichen Federprobirmaschinen weit weniger der Fall, weil hier die Federn in der Regel mit ihren Enden auf Rollschuhen gesetzt werden, bei denen nur ein sehr geringer Horizontalschub auftritt. Das Verhalten der Federn unter der Federprobirmaschine wird daher von den bei der älteren Rechnungsweise gemachten Voraussetzungen nur insofern abweichen, als diese die Längenänderungen bei verschiedenen Durchbiegungen der Feder unberücksichtigt lässt. Immerhin findet aber auch hier noch eine gewisse Differenz statt, die fortfällt, sobald wir in den vorstehend ermittelten Gleichungen den Werth $\operatorname{tg} \alpha = 0$ setzen und danach die verschiedenen Durchbiegungs- und Belastungsverhältnisse berechnen. Will man erreichen, dass die Belastungsproben der Federn auf der Federprobirmaschine genau der wirklichen Inanspruchnahme unter dem Fahrzeuge entsprechen, so muss die Aufhängung der Feder bei der Probe in derselben oder wenigstens in ähnlicher Weise geschehen, wie dies bei dem Fahrzeuge der Fall ist. Es ist dies leicht dadurch zu erreichen, dass man die Fundamentplatte der Federprobirmaschine mit verstellbaren Böcken zur Aufnahme der Federgehänge versieht und die Feder in umgekehrter Lage d. h. mit ihren Enden nach unten gerichtet einhängt, während der Druck von oben auf die Feder ausgeübt wird.

§ 8. Construction der Blattfedern und Federgehänge. — Die Blattfedern bestanden früher vor der Anwendung des Gussstahls je nach ihrer Länge und der Last, die sie zu tragen hatten, aus etwa 10 bis 20 Lagen Stahl von 7 bis 10 mm Stärke und 75 bis 90 Millimeter Breite. Für die jetzt durchweg gebräuchlichen Gussstahlfedern hat sich als zweckmässige Stärke der Tragfederblätter und zwar sowohl für Locomotiven und Tender als auch für Wagen das Maass von 13 Millimeter

Weil die Anbringung eines Nietes durch die Mitte der Feder eine nicht unerhebliche Schwächung des Federquerschnittes mit sich bringt, so hat man wohl eine von Correns vorgeschlagene und in Fig. 9 und 10 auf Taf. XLI dargestellte Befestigung [12]) ausgeführt, bei welcher die Federlagen an einer Seite mit einer geringen Einkerbung versehen sind, in welche der in dieser Lage durch einen Keil festgehaltene Federbund eingreift.

In neuester Zeit wurde diese Anordnung durch Correns wesentlich verbessert, und dem Maschinenfabrikanten Heinr. Ehrhardt in Düsseldorf und Zella im Deutschen Reiche patentirt. Statt der geschlossenen aus einem Stücke bestehenden Federbunde, welche warm auf die Federn aufgezogen werden (um bei ihrem Erkalten durch Zusammenziehung die zur Sicherung der Federblätter gegen Verschiebung erforderliche Pressung hervorzubringen, hierbei aber leicht eine zu hohe Spannung erhalten können, verwendet derselbe an einer Seite geöffnete Federbunde, wie sie die Fig. 19—21 auf Taf. XL in $^1/_4$ der natürlichen Grösse darstellen.

Innerhalb eines Schenkels desselben ist eine halbkreisförmige Nuth *g* eingefraist, welche zur Aufnahme einer entsprechend geformten Ausbauchung mittelst an den Federblättern warm ausgetriebenen Warzen dient und die Verhinderung einer Längenverschiebung derselben bezweckt. Nach Einbringung sämmtlicher Federblätter durch die offene Seite des Bundes wird dieser durch ein Schlussstück *h* geschlossen, das mit keilartig geformten Ansätzen *ik* versehen ist, die in entsprechende Nuthen der Schenkel eingreifen. Eine Schraube *l* sichert dasselbe gegen zufällige Verschiebung. Die keilartige Form der Ansätze und der zugehörigen Nuthen soll eine angemessene Zusammenpressung der Federblätter bei Einschiebung des Schlussstückes und somit die nöthige feste Lage derselben im Bunde ermöglichen.

Eine andere mehrfach ausgeführte Anordnung zur Verhinderung einer Verschiebung der Federlagen in der Längenrichtung besteht darin, dass jede Federlage in der Mitte auf der einen Seite eine halbkugelförmige Erhöhung und auf der gegenüberliegenden Seite eine entsprechende Vertiefung erhält, wobei sich immer der Vorsprung der einen Federlage in die Vertiefung der anderen Federlage hineinlegt.

Die Tragfedern müssen nun so beschaffen sein, dass sie mit ihren Enden die Last des Rahmens mit Locomotive oder Tender aufzunehmen vermögen, um dieselbe auf die Achsbüchsen und Achsen zu übertragen. Um etwaige Deformationen leicht erkennen zu können, müssen sie möglichst sichtbar angeordnet sein. Auch ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Auswechselung einer Tragfeder mit möglichst geringem Zeitaufwande erfolgen kann. Die Federenden haben, wie bereits erwähnt, bei verschiedenen Durchbiegungen verschiedene Entfernungen von einander und verlangen deshalb eine entsprechende Beweglichkeit der zur Aufhängung dienenden Constructionstheile. Bei Locomotiven verlangt man stets, dass diese Constructionstheile auch eine Längenänderung zulassen, um entweder die Belastung der einzelnen Tragfedern oder wenigstens die Höhenlage des Fahrzeugs reguliren zu können. Diesen Anforderungen wird nun am einfachsten dadurch entsprochen, dass man die zur Aufhängung dienenden Federspannschrauben an ihrem einen Ende mit Schraubengewinde und Muttern, an dem anderen Ende aber mit einem Auge zur Aufnahme eines Bolzens versieht, um sie mit dem Rahmen zu verbinden.

Die Construction dieses Theiles richtet sich nach der Lage der Feder in Bezug auf den Rahmen. Fällt die Mittelebene des Rahmens mit der Federmitte zusammen.

---

12) Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1861, p. 604.

was bei Locomotiven mit Aussenrahmen wohl der Fall ist, so lässt man die Federspannschraube in eine Gabel endigen, die den Rahmen umfasst. Ist jedoch die Mitte des Rahmens gegen die Mitte der Feder versetzt, wie dies bei Locomotiven mit Innenrahmen meist der Fall ist, so lässt man die Federspannschraube in ein Auge zur Aufnahme eines Bolzens endigen, der zum Theil in den Rahmen, zum Theil in ein damit verbundenes, das Auge der Federspannschraube umfassendes Schmiedestück eingreift. Die erstere Anordnung wird durch Fig. 27 und 28 auf Taf. XLI, die letztere durch Fig. 10 und 12 auf Taf. XLIII dargestellt.

Die Schraubenmuttern, von denen die eine als Gegenmutter zur Sicherung der Lage dient, legen sich gegen eine Scheibe, die mit ihrer halbcylindrischen Pfanne auf einen entsprechenden Wulst der oberen Federlage ruht und dadurch eine gewisse Drehbewegung zulässt (Fig. 11, Taf. XLI). Für den Durchtritt der Schraube wird die Feder mit einer hinreichend weiten Aussparung versehen, wobei das obere Federblatt, um einen genügenden Widerstand gegen Abscheeren zu gewähren, durch die folgenden Federlagen unterstützt werden muss.

Diese Aussparung und die damit verbundene Schwächung des Federendes kann man durch Anwendung eines die Feder umfassenden Bügels vermeiden, der mit einer Stellschraube versehen ist, um das Nachspannen der Feder zu bewirken. Eine solche Anordnung, wie sie bei den Preussischen Staatsbahnen als Normalconstruction für Locomotiven mit Innenrahmen bei den direct mit den Rahmen verbundenen Gehängen Anwendung findet, ergiebt sich aus Fig. 10 und 11 auf Taf. XLIII. Hier ist die durch eine Gegenmutter in ihrer Lage gesicherte Stellschraube von 40 Millimeter Durchmesser mit einem Zapfen in eine Gussstahlscheibe eingelassen, deren halbcylindrische concave Pfanne zur Auflagerfläche für den ähnlich geformten convexen Wulst des Federendes dient. Dieser Wulst wird durch eine Cylinderfläche von 12,5 Millimeter Radius begrenzt, während der Radius der Pfanne 14 Millimeter beträgt.

Bei den mit dem Balancier verbundenen Federspannschrauben ist statt der Anwendung der Gegenmutter zur Sicherung gegen Lösen die Anordnung getroffen, dass das Ende der Schraube einen quadratischen Ansatz erhält zur Aufnahme einer Platte mit umgebogenen Rändern, welche über die Flächen der Schraubenmuttern greifen, während diese selbst durch eine kleinere Schraube in ihrer Lage erhalten wird.

Zwei ältere Constructionen der Federaufhängung sind auch durch Fig. 1 bis 4 und 5 bis 7 auf Taf. XLI dargestellt. Die erstere unterscheidet sich von der als gebräuchlich erwähnten Construction im Wesentlichen nur dadurch, dass die Scheibe, mittelst welcher die Muttern der Federspannschraube auf der Feder ruhen, hier convex gewölbt ist und die Feder mit ihren vorspringenden Rändern umfasst, um an einer Drehung gehindert zu werden. Bei der zweiten Construction sind die Enden der obersten Federlage mit Augen versehen, welche ein Zwischenglied mit rechtem und linkem Gewinde enthalten, um eine Verlängerung oder Verkürzung vornehmen zu können.

Bei Tendern wird wohl auch die in Fig. 4, Taf. XLII, dargestellte Anordnung angewandt, bei welcher die Enden der Feder je ein Auge bilden, um mit dem Hängeeisen durch Bolzen verbunden zu werden. Letzteres ist an seinem anderen Ende mit Gewinde versehen und trägt den Federbock mittelst einer mit halbcylindrischem Wulst versehenen Scheibe, deren Abstand von dem Federauge durch Schraubenmuttern regulirt wird. Bei diesen Anordnungen pflegt die Richtung der Federspannschraube nur wenig von der Verticalen abzuweichen.

Wird eine Längenänderung der Federspannschrauben nicht verlangt, so ge-

schieht die Aufhängung auch wohl durch einfache Hängeeisen. Auch hier wird jedes Ende der Feder mit einem cylindrischen Auge versehen, welches entweder durch Aufrollen des Federendes oder durch Aufstauchen und nachheriges Ausbohren desselben gebildet wird. Durch dieses Auge tritt nun ein Bolzen, der mit seinen beiden Enden je ein Hängeeisen aufnimmt, welches mittelst eines zweiten Bolzens den Rahmen trägt. Zur Befestigung dieser Bolzen dient auf der einen Seite ein Kopf, auf der anderen Seite eine Scheibe mit Splint. Eine solche Anordnung, wie sie für die Tender der Preussischen Staatsbahnen als Normalconstruction vorgeschrieben ist, ist in Fig. 16 bis 18 auf Taf. XLIII dargestellt.

Diese Constructionen entsprechen den am meisten vorkommenden Fällen, bei welchen die Last des Rahmens auf den Federenden aufgehängt ist, und die Feder sich auf die Achsbüchse stützt. Soll nun aber umgekehrt die Feder an der Achsbüchse aufgehängt werden und der Rahmen sich auf die Federenden stützen, so findet in der Regel nur eine Modification der zuerst beschriebenen Federspannschraube statt, indem das Auge zur Verbindung mit dem Rahmen hier oberhalb des Federendes liegt. Dabei wird zur Sicherung jedoch, wie dies aus Fig. 13 u. 15, Taf. XLIII, ersichtlich ist, das untere Ende der Federspannschraube mit Schraubenansatz von geringerem Durchmesser, sowie mit einer durch Splint gesicherten Schraubenmutter versehen.

Was nun die Stützung der Federn auf die Achsbüchsen betrifft, so kann dieselbe in der Regel nicht direct erfolgen, weil meistens zunächst über den Achsbüchsen der Rahmen liegt und die Federn dann über dem Rahmen angeordnet werden müssen. In solchen Fällen wird zwischen die Achsbüchse und den Federbund noch ein schmiedeeisernes Zwischenglied, die sogenannte Federstütze, angeordnet, die mit ihrem oberen Ende in eine Vertiefung des Federbundes greift und sich unten auf die Achsbüchse stützt, wobei ihre Mittellinie sowohl durch die Mitte des Achsschenkels als auch durch die Mitte der Feder führt. Sie liegt bei den Locomotiven mit Innenrahmen meist auf der inneren Seite des Rahmens, wie dies aus Fig. 10 und 12 auf Taf. XLIII ersichtlich ist und wird hier durch zwei schmiedeeiserne Führungsstücke so geführt, dass sie in Bezug auf den Rahmen nur eine der Bewegung der Achsbüchse, sowie dem Spiel der Feder entsprechende Verticalbewegung ausführen kann. Befindet sich der Rahmen über der Mitte der Achsbüchse, so wendet man wohl eine gabelförmige Federstütze an, die unten geschlossen ist und den Rahmen auf beiden Seiten umfasst (Fig. 1 bis 6 auf Taf. XLI).

Soll die Tragfeder an der Achsbüchse aufgehängt werden, so lässt man den Federbund oben in eine Gabel übergehen, mit welcher ein unter der Achsbüchse aufgehängtes Schmiedestück *h* umfasst wird, um damit durch einen Bolzen verbunden zu werden. Eine derartige Anordnung, welche für Tragfedern der Hinterachse der Güterzuglocomotiven der Preussischen Staatsbahnen als Normalconstruction vorgeschrieben ist, ist aus Fig. 13 und 14 auf Taf. XLIII und aus Fig. 7 und 8, p. 815, ersichtlich.

§ 9. Schraubenfedern. — Die zweite Art der Stahlfedern, die Schraubenfedern, welche man als Stoss- und Zugfedern so vielfach anwendet, werden als Tragfedern nur selten benutzt. Die Blattfedern sind auch zweckmässiger, da sie leichter herzustellen und leichter zu repariren sind, ihre Anbringung ausserdem in den meisten Fällen leichter ist, zumal die Belastung der Achsen so gross, dass mehrere Spiralfedern für eine Achsbüchse nöthig werden, indem eine einzige Feder von hinreichender Stärke zu unpraktische Dimensionen erhalten würde.

Eine von Sharp früher für die unter dem Führerstande liegende Hinterachse angewandte Construction ist in Fig. 14 und 15 auf Taf. XLI dargestellt. Zu dieser Construction gelangte man, weil diese Achse keine grosse Belastung hat, Blattfedern auf dem Führerstande lästig sind und die Anwendung von Querfedern damals noch nicht gebräuchlich war. Für jede Achsbüchse sind zwei ineinanderliegende Schraubenfedern vorhanden, von denen die äussere aus Quadratstahl von 22 mm, die innere aus solchem von 16 mm besteht. Die Federn liegen in einer Blechbüchse und stehen auf einem gusseisernen Ringe *a*, der von der gabelförmigen Federstütze *b* getragen wird. Auf den Federn liegt die gusseiserne Kapsel *c*, welche über die Blechbüchse greift. Durch diese Kapsel tritt die runde Stange *d*, welche an ihrem oberen Ende mit Gewinde und zwei Schraubenmuttern versehen ist, mit ihrem unteren flachen Theile aber an den Rahmen genietet und ausserdem noch zu einem Haken umgebogen ist, der in einer Aussparung des Rahmens unter die Rahmenkante greift und so die Last auf die Federn überträgt.

Auch Haswell hat mehrfach Schraubenfedern, und zwar Baillie'sche Schneckenfedern als Tragfedern bei Locomotiven angewendet. Fig. 16 und 17 und Fig. 18 und 19 auf Taf. XLI zeigen die Federn einer Maschine mit vier gekuppelten Rädern[13]) aus dem Jahre 1854, und zwar erstere die Federconstruction der Mittel-(Trieb-)Achse, letztere die der Vorder-(Lauf-)Achse.

Für die Triebachsbüchsen sind auf jeder Seite der Achsgabel vier Schneckenfedern, je zwei übereinander, angebracht. Dieselben stehen auf der gusseisernen Platte *a*, welche mit dem Hängeeisen *b* an den aus zwei Blechplatten gefertigten Balancier *c* gehängt ist, der in der Mitte mit einer Pfanne auf der Stütze *d* ruht. Der Rahmen der Maschine liegt unmittelbar auf den oberen Federn. Die Schraubenfedern werden durch die an den Rahmen geschraubten Zapfen *e* und die Stifte *f*, welche in den Achshalterverbindungsstangen eine Führung haben, gehalten.

Für jede Laufachsbüchse sind vier Schraubenfedern genommen. Dieselben stehen nebeneinander auf der gusseisernen Platte *g*, welche auf der gabelförmigen Stütze *h* ruht. Das Gewicht der Maschine wird vermittelst des gusseisernen Querstückes *i* und der Schrauben *k* auf die Federn übertragen. Die Federconstruction für die hinter der Feuerbüchse liegende nur gering belastete gekuppelte Achse ist der letzteren ganz analog, es sind jedoch statt vier nur zwei Spiralfedern angewendet. Sämmtliche Federn sind 230 Millimeter hoch und haben einen grössten Durchmesser von 100 Millimeter.

Fig. 19 auf Taf. XLII zeigt die Federconstruction für die gekuppelten Achsen der Güterzugmaschinen der Mecklenburgischen Eisenbahn. Wegen der Grösse des Kesseldurchmessers konnte über die Achsbüchsen keine Feder gelegt werden, es ist daher eine beiden Achsbüchsen gemeinschaftliche Feder zwischen denselben unter dem Rahmen angebracht, von der die Last vermittelst des Balanciers *a* auf die Achsen übertragen wird. Das andere Ende dieses Balanciers nimmt den Druck des Rahmens mittelst zweier Baillie'schen Schneckenfedern auf. Dieselben haben einen Durchmesser von 135 Millimeter und eine Höhe von 220 Millimeter und werden durch die Belastung (2800 Kilogramm für jedes Hängeeisen) um 50 Millimeter zusammengedrückt. Die nach oben gekehrte Basis der Federn steht in einer Vertiefung der schmiedeeisernen Platte *b*, die unter die Mutter gelegte Scheibe *c* hat eine Pfanne, welche auf der Schneide der Platte *d* liegt. Um ein Verschieben der Platte *b* zu

[13]) Organ 1854, p. 100.

verhindern, ist der Rahmen etwas in dieselbe eingelassen, der Achsgabelsteg *e* ist soweit verlängert, dass er als Führung für das Hängeeisen dient.

§ 10. Gummifedern. — Die Anwendung von Kautschuk zu Locomotivfedern ist nur selten und auch wohl nur in England und Amerika vorgekommen. Es ist bei demselben schwer dieselbe Elasticität wie bei Stahlfedern zu erreichen, auch ist seine Dauer nicht so gross, wie man anfänglich wohl erwartete.

Als Beispiel solcher Federn mag die in Fig. 20, Taf. XLI, skizzirte dienen, welche auf einer Eisenbahn in Südwales angewendet ist.[14]

Dieselbe besteht aus einem Gummicylinder *a* von 230 Millimeter Durchmesser und 230 Millimeter Länge mit einem 45 Millimeter weiten Loche, der sich zwischen zwei Platten *b* mit vorstehenden Rändern befindet, von denen die untere auf einem Bunde des Federstiftes *c* steht, während die obere durch das Querstück *d* belastet wird, an das der Rahmen der Maschine mit den beiden Schrauben *e* gehängt ist. Zwei Ringe schützen den Gummi vor zu starker Seitenausdehnung, während eine Spiralfeder aus Eisendraht ein Anlegen des Gummis an den Federstift verhindert. Zur Verhinderung eines starken Zurückprallens ist zwischen der unteren Platte *b* und dem Rahmen der Maschine ein kleiner Gummicylinder *f* angebracht. Bei Tenderfedern hat der Gummicylinder *a* 170 Millimeter Durchmesser und 180 Millimeter Höhe.

Um die Wirkung verhältnissmässig kurzer, wenig elastischer Federn zu vergrössern, sind an Locomotiven der Great-Western-Bahn in England in der durch Fig. 18 auf Taf. XLII dargestellten Weise Gummifedern unter die Schraubenmuttern der Hängeeisen gelegt.

§ 11. Vereinigung der Federn von mehreren Achsbüchsen (Federbalanciers und Querfedern). — In der ersten Zeit des Eisenbahnwesens hatte jede Locomotiv- und Tenderachsbüchse ihre besondere Feder. Denkt man sich ein solches Fahrzeug auf vollkommen ebener horizontaler Bahn, so wird bei richtiger Ausführung jede Feder wirklich die für sie bestimmte Belastung erhalten können und es werden kleine Abweichungen durch Nachspannen der Tragfedern ausgeglichen werden können. Dagegen wird freilich auch ein verschiedenartiges Setzen der Tragfedern zu Ungleichheiten der Belastungen führen. Wird jetzt aber ein Rad mit Achsbüchse gehoben, so wird die betreffende Tragfeder stärker angespannt, der Rahmen wird an dieser Stelle gehoben und schief gestellt und dadurch werden auch die übrigen Federn mehr oder weniger belastet oder entlastet. Tritt eine solche Hebung so plötzlich ein, dass der Rahmen mit der ganzen Masse des Fahrzeugs nicht so rasch eine merkliche Lagenänderung annehmen kann, so wird die betreffende Feder nahezu die volle der Hebung entsprechende Durchbiegung ausführen müssen, bevor die übrigen Tragfedern in Mitleidenschaft gezogen werden. Solche plötzliche Hebungen und Senkungen der einzelnen Räder kommen aber beim raschen Befahren der Bahnstrecke infolge der unvermeidlichen Unebenheiten sehr vielfach vor, und es werden dabei die einzelnen Tragfedern zum Theil sehr stark in Anspruch genommen.

Schon seit langer Zeit hat man daher bei Anordnung der Federn dahin gewirkt, dass der Zustand der einzelnen Federn ohne Einfluss auf die Belastung der übrigen bleibe und auch die einzelnen Tragfedern durch die Unebenheiten der Bahn weniger zu leiden haben.

Am besten erreicht man dies, indem man die Federn zweier benachbarter Achsen auf jeder Seite der Maschine durch einen Balancier verbindet, der dritten

---

[14]) Organ 1853, p. 258.

Federn, die Verbindung der vorderen und hinteren Federspannschrauben mit dem Rahmen ist bereits auf p. 839 beschrieben.

Die Stützung der Federn auf die Achsbüchse geschieht durch Federstützen *ff* von rechteckigem Querschnitte von 40 Millimeter Dicke und 50 Millimeter Breite, welche durch zwei mit dem Rahmen verschraubte schmiedeeiserne Führungsstücke *t t* ihre Verticalführung und einen Abstand von 10 Millimeter von der inneren Fläche des Rahmens erhalten. Oben sind sie nach einer Cylinderfläche von 43 Millimeter Radius abgerundet, um der Feder eine der Bewegung des Balanciers entsprechende Drehbewegung zu gestatten. Die mit den Armen des Balanciers verbundenen beiden mittleren Federspannschrauben *s s* haben denselben äusseren Gewindedurchmesser von 40 Millimeter und gehen unterhalb des Gewindes in einen quadratischen Querschnitt von 40 Millimeter Seite über, welcher gegen die Innenfläche des Rahmens noch einen Spielraum von 10 Millimeter besitzt. Um ein etwaiges Verdrehen der Federn zu verhüten, treten diese Federspannschrauben am oberen Rande des Rahmens durch aufgeschraubte schmiedeeiserne Führungsstücke *p p*, welche nur eine Verschiebung normal zum Rahmen verhindern sollen und deshalb in der Richtung des Rahmens nach vorn und hinten 10 Millimeter Spielraum lassen. Die unteren gabelförmig gebildeten Enden der Federspannschrauben umfassen die mit Stahlbüchsen versehenen 40 Millimeter starken Augen des Balanciers und werden damit durch 36 Millimeter starke Bolzen verbunden.

Der Balancier ist aus Schmiedeeisen mit einer gleichmässigen Dicke von 35 Millimeter hergestellt und nur an den zur Aufnahme der Bolzen dienenden Stellen durch Warzen verstärkt. Die mittlere, ebenfalls mit Stahlbüchse versehene Warze hat eine Stärke von 60 Millimeter und dient zur Aufnahme eines Bolzens von 60 Millimeter Durchmesser. Die grösste Höhe des Balanciers beträgt 250 Millimeter. Seine Lagerung erfolgt durch ein bügelförmiges mit dem Rahmen verschraubtes Schmiedestück *o* von 180 Millimeter Breite, welches zur besseren Sicherung mit einer vorspringenden Fläche unter den Rahmen greift. Um nun zu verhüten, dass bei einem Federbruche durch vollständiges Schiefstellen des Balanciers auch die zweite Tragfeder in ihrer Wirkung beeinträchtigt werde, wird der eine Arm des Balanciers und zwar hier der längere durch einen zweiten am Rahmen befestigten Bügel *a* umfasst, der dem Balancier wohl die erforderliche Beweglichkeit gestattet, einen weiter gehenden Ausschlag desselben aber hindert.

Der grosse Oberflächendruck, welchem der mittlere Bolzen ausgesetzt ist, macht eine zeitweilige Schmierung desselben erforderlich. Zu diesem Zwecke wird der Warze des Balanciers ein kleiner, von der Mitte des Bolzens schräg nach oben führender Canal gegeben und der Rahmen mit einer kleinen Durchbohrung versehen, um von aussen den Balancierbolzen schmieren zu können.

Bei dieser Normalgüterzuglocomotive der Preussischen Staatsbahnen sind auch die beiden Tragfedern der Hinterachse durch einen Balancier mit einander verbunden, wie in Fig. 13 bis 15 auf Taf. XLIII dargestellt ist. Hier konnten die Federn nicht oberhalb des Rahmens angebracht werden, weil der Platz hier durch den Feuerkistenmantel beengt ist. Sie sind deshalb mittelst Bolzen von 40 Millimeter Durchmesser in der auf p. 841 beschriebenen Weise unter der Achsbüchse aufgehängt. Die Anzahl der Federlagen und deren Dimensionen stimmt genau mit denen der Vorder- und Mittelfeder überein. Die Stützung des Rahmens auf die Federenden geschieht durch doppelte Muttern und Scheiben in der vorseitig bereits beschriebenen Weise. Während aber die hintere Federspannschraube oberhalb ihres Gewindes mit einem

Auge versehen und durch Bolzen direct mit dem Rahmen verbunden ist, geht die vordere Federspannschraube zunächst in einen quadratischen Querschnitt von 40 Millimeter Seite und sodann in eine Gabel über, welche das Ende des Querbalanciers umfasst und mit einem Bolzen von 36 Millimeter Durchmesser damit verbunden wird. Dieser vollkommen gleicharmige Querbalancier hat eine Länge von 1180 Millimeter, eine gleichmässige Dicke von 35 Millimeter und eine Höhe in der Mitte von 240 Millimeter.

Zur Aufhängung des Balanciers ist über demselben ein Blech *w* von 20 Millimeter Stärke und 290 Millimeter Höhe angebracht und durch Winkeleisen mit dem Rahmen verbunden, während sich unter ihm ein zweites Blech *v* von gleicher Stärke und 120 Millimeter Höhe befindet. Dieses letztere Blech ist an beiden Enden gabelförmig gestaltet, um den auf der Innenseite des Rahmens aufsteigenden Federspannschrauben Platz zu lassen, und wird mit den auf beiden Seiten befindlichen Flantschen mit dem Rahmen verschraubt. Zu beiden Seiten dieser beiden Bleche sind nun gebogene Platten *p p* aufgeschraubt, welche den Balancier umfassen und sich mittelst eines 50 Millimeter starken Bolzens darauf stützen. Auch hier hat die mittlere Warze des Balanciers eine Dicke von 60 Millimeter. Zur Begrenzung des Ausschlags des Balanciers sind auf beiden Seiten und in gleichen Abständen von der Mitte geeignete Schmiedestücke *q q* unter die obere Blechwand genietet.

Eine weniger kräftige Construction eines Querbalanciers, bei welcher die Federn oberhalb des Rahmens liegen, ist in Fig. 29 u. 30 auf Taf. XLI dargestellt.

Bei Anordnung von Aussenrahmen pflegt der Raum über dem Rahmen zur Anbringung der Federn frei zu sein, während derselbe bei Anwendung von Innenrahmen leichter beengt ist. Die Vorder- und Mittelachsfedern der Preussischen Normalgüterzuglocomotive konnten wohl über dem Rahmen angeordnet werden, weil die Räder dieser Locomotiven niedrig genug sind, um auch bei Anordnung der Federn über dem Rahmen für die Höhenlage des Kessels ein angemessenes Maass zu erhalten. Dagegen mussten schon die Hinterachsfedern unter die Achsbüchsen gelegt werden, weil diese sonst mit dem Feuerkistenmantel zusammengerathen sein würden.

Bei den Personenzuglocomotiven mit Innenrahmen haben die Treibräder einen so viel grösseren Durchmesser und infolge dessen eine so viel höhere Lage der Achse, dass der Kessel bei Anordnung der Federn über dem Rahmen eine zu hohe Lage erhielte und dadurch der Gang der Maschine zu schwankend würde. Aus diesem Grunde sind z. B. auch bei der Preussischen Normalpersonenzuglocomotive die Treibachsfedern ebenso wie die Kuppelachsfedern unter die Achsbüchsen gelegt und nur die Laufachsfeder über dem Rahmen gelassen. Hierbei ist nun die unter der Achsbüchse liegende Treibachsfeder mit der auf derselben Seite liegenden Laufachsfeder durch Längsbalancier verbunden, während die beiden Kuppelachsfedern wie bei der Güterzuglocomotive durch einen Querbalancier verbunden sind. Diese Constructionen weichen indess in den Details nicht sehr von denen der Normalgüterzuglocomotive ab, so dass von einer näheren Erörterung hier abgesehen werden kann.

Um bei Locomotiven mit inneren und äusseren Rahmen sowie mit gekröpfter Triebachse, welche in vier Achsbüchsen gelagert ist, die Federn dieser Achse mit denen der gekuppelten Achse durch Balancier zu verbinden, ist auf der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn die auf Fig. 1—3, Taf. XLII, dargestellte Construction ausgeführt. Der zur Belastung der Kurbelachse dienende Arm *a* ist doppelt und überträgt den grösseren Theil der Last auf die innerhalb der Räder liegende Achsbüchse, indem für diese eine stärkere Feder angebracht ist als für das äussere Lager.

Bei Anordnung der Tragfedern unter den Achsbüchsen der Güterzuglocomotiven ergiebt sich leicht eine sehr tiefe Lage der Federn. Man hat deshalb eine solche Construction vielfach dadurch vermieden, dass man für zwei Achsbüchsen und zwar meist für die mittlere und hintere Achsbüchse eine gemeinsame zwischen beiden liegende Tragfeder angewendet hat, welche in der Mitte den Rahmen stützt, mit ihren nach unten gerichteten Enden aber auf einen Balancier wirkt, der über dem Rahmen angeordnet ist und sich auf die betreffenden Achsbüchsen stützt.

Die Figuren 7 bis 10 auf Taf. XLII zeigen eine derartige Construction, wie sie bei Locomotiven von Borsig in Berlin ausgeführt ist. Hier fällt die mittlere Ebene des Rahmens mit der mittleren Ebene der Achsbüchse und der Feder zusammen. Der mit einem Auge versehene Federbund ist durch einen Bolzen mit zwei schmiedeeisernen, am Rahmen befestigten Armen verbunden und trägt auf diese Weise den Rahmen, während die Feder, deren unterste Lage mit Augen versehen und mittelst Bolzen und doppelten Hängeeisen an dem Balancier aufgehängt ist, sich mittelst desselben auf die Achsbüchsen stützt. Der Balancier besteht aus zwei zusammengeschraubten Blechplatten, welche mit jedem Ende die beiden Zapfen eines glatt durchbohrten Schmiedestückes aufnehmen. Durch diese Durchbohrungen treten nun die Federstützen, die hier mit Gewinde sowie oberhalb und unterhalb mit Schraubenmuttern versehen sind, um den Druck des Balanciers aufzunehmen, dabei aber eine Längenänderung zuzulassen. Damit nun der Balancier sowohl eine gleichzeitige Bewegung beider Achsbüchsen gegen den Rahmen als auch die Bewegung einer einzelnen Achsbüchse gegen den Rahmen gestatten kann, muss er sowohl eine Drehung als auch eine Verticalbewegung ausführen können. Beides wird durch ein mit dem Rahmen verbundenes Schmiedestück *b* erreicht, welches zwischen die beiden Platten des Balanciers tritt. Dasselbe enthält einen verticalen Schlitz zur Führung für ein Prisma, welches den durch die Mitte des Balanciers tretenden Bolzen aufnimmt, und verhindert dadurch zugleich eine Horizontalverschiebung des Balanciers.

Einige Aehnlichkeit hiermit hat eine in Fig. 31 und 32 auf Taf. XLI dargestellte Construction, welche von Cockerill ausgeführt ist. Hier ist der Rahmen der Maschine direct auf die Enden der Feder gelegt, welche sich in der Mitte mit ihrem Federbunde auf die Schraube *a* stützt, deren Muttergewinde in dem unteren Ende des Bügels *b* sich befindet, welcher in der Mitte des mit seinen Enden auf den Federstützen *c c* ruhenden Balanciers aufgehängt ist. Die Schraube wird in der Achsgabelverbindungsstange geführt. Ausserdem ist dem Bügel *b* noch am Rahmen eine Führung durch die vier Winkel *d* gegeben. Diese directe Auflagerung des Rahmens auf die Feder beeinträchtigt indess die Wirkung der letzteren.

Bei Maschinen mit mehr als drei Achsen lassen sich die Federn von drei Achsen durch Balanciers miteinander verbinden, und zwar kann die Verbindung der dritten mit der zweiten Achse in derselben Weise wie der zweiten mit der ersten geschehen, also unter Anwendung einer der zuerst besprochenen Constructionen.

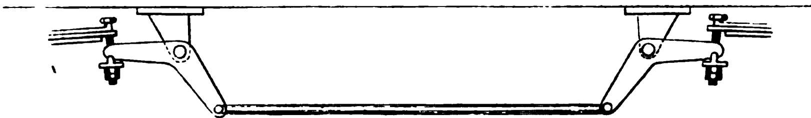
Es möge hier auch eine von den in Europa üblichen Constructionen wesentlich abweichende Anordnung erwähnt werden, welche sich bei den Güterzugmaschinen der Baltimore-Ohio-Bahn[15]) befindet und in Fig. 15 bis 17 auf Taf. XLII dargestellt ist. Diese Locomotiven haben drei vor der Feuerkiste liegende gekuppelte Achsen, während der vordere Theil der Maschine durch das in Amerika übliche vierrädrige Drehgestell getragen wird. Die Belastung der gekuppelten Achsen geschieht auf jeder

15) Erbkam, Zeitschr. f. Bauw. 1862. p. 101.

ausgefüttertes Gussstück, welches zwischen beide Balancierplatten tritt und unter den Rahmen genietet ist. Die Sicherung dieses mittleren Bolzens geschieht durch Schraubenmutter und Splint, während die kleineren Gehängebolzen einfach durch Vorlegescheibe und Splint in ihrer Lage erhalten werden.

Bisweilen werden die Rahmen der Tender, wie bereits bei Besprechung der Achsgabeln erwähnt wurde, aus Blechplattenpaaren von 8 bis 10 Millimeter Stärke und mit einem Zwischenraume von 90 Millimeter hergestellt, der durch Einnieten gusseiserner Füllstücke erzielt wird. Bei den Tendern dieser Art ruhen, wie in Fig. 20—22 auf Taf. XLII dargestellt ist, die Federn in Aussparungen des Rahmens über den Achsbüchsen, können sich deshalb nicht direct, sondern nur mittelst einer Federstütze auf die Achsbüchse stützen. Man wendet dabei ähnliche Gehänge an, wie bei der vorstehend beschriebenen Construction, doch können dieselben hier nicht gleiche Länge erhalten, weil der Balancier eine tiefere Lage gegenüber den Tragfedern erhält. Die Gehänge umfassen die Federn, sowie die Rahmen und den Balancier von beiden Seiten und sind durch Bolzen damit verbunden.

Fig. 32.



Auf einigen Bahnen finden auch wohl vierrädrige Tender Anwendung, wodurch freilich grössere Lasten auf die einzelnen Achsen und Federn kommen und entsprechend stärkere Dimensionen erforderlich werden. Bei derartigen Tendern der Hannoverschen Staatsbahn sind nur die beiden Federn der einen Seite auf die durch Fig. 32 dargestellte Weise miteinander verbunden, während die beiden Federn der anderen Seite isolirt bleiben. Die nach der Mitte des Tenders zu gelegenen Federböcke der einen Seite tragen Winkelhebel, deren abwärts gehende Arme durch eine Stange miteinander verbunden sind, während die horizontalen Arme zur Aufnahme der Hängeeisen dienen. Diese Hängeeisen sind in der auf p. 840 beschriebenen und durch Fig. 4 auf Tafel XLII dargestellten Weise construirt. Es wird auf diese Weise dieselbe Wirkung erzielt, als ob ein Balancier zwischen beiden Federn angebracht wäre, der wegen des grossen Radstandes von 3,353 Meter eine erhebliche Länge erhalten haben würde.

Literatur.

a. Ueber Achsbüchsen und Achsbacken-Stellvorrichtungen.

Achsbüchsen der Locomotiven der Paris-Orléans-Bahn. Civil-Ingenieur, VII. Bd., p. 333.

Die schwingende Achsbüchse von Norris und Tull in Philadelphia. Mit Abbild. Civil-Eng. and Archit. Journ. 1847, p. 316. Organ für Eisenbahnwesen 1848, p. 71.

Achsenhalter mit verstellbarem Backen an den neuen Kessler'schen Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1848, p. 6.

Aluminium-Bronce zu Locomotiv-Achslagern. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 234.

Büte, Th., Lagerkasten und Rahmen der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 151.

XIII. Capitel.

Ueber die Brems-Apparate an Locomotiven.

Bearbeitet von

M. Lochner,
Obermaschinenmeister der Thüringischen Eisenbahn.

(Hierzu Tafel XLIV bis XLIX.)

---

§ 1. Einleitung. Die Zunahme des Verkehrs auf den grösseren Eisenbahnen hat die Anforderungen an die Zug- und Transportmittel noch fortdauernd in hohem Grade gesteigert. — Wenn auch die Geschwindigkeit der Personenzüge im letzten Decennium nur mässige Erhöhungen erfuhr und an der zweckmässigen Grenze des Erwünschbaren angelangt zu sein scheint, so hat doch die allgemeinere Verwendung der schwerer gebauten Fahrzeuge, — im Personenverkehr die Einführung comfortabel ausgestatteter Wagen von grösserer Coupélänge und mit Toiletteräumen, mit Seitengängen und abgetrennten Rauchsalons, die Einstellung der Speisewagen und der Schlafwaggons, im Gütertransportwesen die zunehmende Benutzung stärkerer Wagen mit vermehrtem Ladegewichte — die Anforderungen an die Zugkraft der Locomotiven stetig vergrössert.

In demselben Maasse als die in den schwereren und rasch fahrenden Zügen angehäuften lebendigen Kräfte die erzeugte Bewegung nützlich fördern, tritt auch die Nothwendigkeit hervor, diese enormen zur Zerstörung geeigneten Kräfte wirksam beherrschen und im Gefahrfalle möglichst schnell in einer Weise vernichten zu können, welche weder die Fahrzeuge noch die Fahrbahn schädigt. Der Construction verbesserter Bremsmittel wird daher von allen Seiten eine wachsende Aufmerksamkeit gewidmet, welche namentlich in den letzten Jahren zu wesentlichen Erfolgen auf diesem Gebiete führte.

Im zweiten Bande des vorliegenden Werkes sind bereits die ausgeführten zahlreichen Bremsen an den Eisenbahnwagen erläutert und beschrieben worden, ausser diesen sind aber auch noch Bremsapparate der verschiedensten Art an den Locomotiven ausgeführt worden. Der Construction dieser Bremsen lag die Absicht zu Grunde, dem Locomotivführer, der die Zuggeschwindigkeit zu regeln hat, der eine dem Zuge drohende Gefahr in den meisten Fällen zuerst erkennt, auch ein kräftiges, schnell wirkendes Bremsmittel in die Hand zu geben und dabei das grosse Gewicht der Locomotive nicht allein für die Fortbewegung des Zuges, sondern auch für die Hemmung desselben nutzbringend zu machen.

Diese verschiedenen Bremsvorrichtungen an den Locomotiven sollen im Nachstehenden beschrieben, erläutert und eingehend in ihrer Wirkungsweise betrachtet werden.

§ 2. Eintheilung der Bremsen. — Die Bremsen zerfallen, nach der Art und Weise, wie die Hemmung hervorgebracht wird, in zwei Categorien. Die erste derselben umfasst alle die Bremsen, welche, ähnlich wie die Wagenbremsen, durch mechanische Einrichtungen Reibung erzeugen, hierdurch das Bewegungsmoment der Locomotive absorbiren und dasselbe theils in Erwärmung der sich reibenden Körper, theils in mechanische Arbeit umsetzen, durch welche die Zerstörung der reibenden Theile bedingt wird. Bei den Bremsen der zweiten Categorie wird die lebendige Kraft der Locomotive in Compression von Gasen umgesetzt, welche auf die Dampfkolben der Locomotive in einer der Fortbewegung derselben entgegengesetzten Richtung einwirken. Die Bremsen erster Art können allgemein als Reibungsbremsen, die der zweiten Art als Compressionsbremsen bezeichnet werden.

Die Reibungsbremsen sind entweder Radbremsen, die hemmend auf die Umdrehungsgeschwindigkeit der Locomotivräder wirken, oder Schlittenbremsen, welche durch die auf den Fahrschienen erzeugte Reibung die Geschwindigkeit absorbiren. Die Radbremsen sind zuerst für die Tenderlocomotiven construirt worden, da ein Ersatz für die sonst stets vorhandene Bremse des Tenders geschaffen werden musste. Durch dieselben kann der höchste Bremseffect erreicht werden, der sich durch die Locomotive überhaupt hervorbringen lässt, da bei richtiger Construction der Bremse das gesammte Adhäsionsgewicht der Locomotive verwerthet werden kann. — Bei den Radbremsen werden entweder hölzerne oder eiserne, bez. stählerne Klötze, seltener Bänder, gegen die Laufflächen der Räder gepresst, — um durch die am Radumfange erzeugte Reibung die Fortbewegung zu verzögern.

Der Bremsdruck wird entweder durch die menschliche Hand oder durch die Wirkung des Dampfes auf den beweglichen Kolben eines separat angeordneten Cylinders ausgeübt. Die Bewegung der Handbremsen erfolgt vermittelst der Schraubenspindel in der bei den Eisenbahnwagen gebräuchlichen Construction oder vermittelst eines Hebelmechanismus nach der von Exter angegebenen Einrichtung.

Die Schlittenbremse an Locomotiven ist der für Wagen nach Laignel's System nachgebildet und bereits im Jahre 1851 von Manghan an Locomotiven der Eisenbahn von Mons nach Manage angebracht worden. Die auf deutschen Bahnen zur Anwendung gekommene Schlittenbremse besteht aus einem unter dem Langkessel der Locomotive vertical gestellten Dampfcylinder, dessen Kolben durch die Kolbenstange auf zwei am Rahmen drehbar gelagerte Hebel wirkt, deren vordere Enden die Bremsschuhe gegen die Schienen andrücken. — Die Schlittenbremsen haben um ihrer Nachtheile willen nirgends allgemeine Anwendung finden können. Ihre Wirkung ist eine geringere als die der Radbremsen, weil auf die Schlitten nur ein Theil der Radbelastung übertragen werden darf, um nicht durch zu grosse Entlastung die sichere Führung der Räder im Geleise zu gefährden. Wenn der Bremsapparat nicht sehr vorsichtig gehandhabt wird, können die Bremsschuhe leicht in den Spurrinnen der Wegübergänge, in Weichen und Kreuzungsstücken hängen bleiben, also gerade an den Stellen der Bahn, wo die Bremsung am häufigsten Bedürfniss sein wird. Die vortheilhafte Schonung der Radreifen dürfte durch die stärkere Abnutzung der Fahrschienen theilweise compensirt werden. So wird die ausnahmsweise Anwendung der Schlittenbremse lediglich auf einige gerade Bahnstrecken von ungewöhnlichem Gefälle, auf stark geneigte schiefe Ebenen, zu beschränken sein. Es soll deshalb

auf die Schlittenbremse nicht weiter eingegangen werden, da sie nur ein mehr geschichtliches Interesse beansprucht und an neuen Locomotiven kaum noch ausgeführt wird. Zeichnung und Beschreibung findet sich in der ersten Auflage dieses Werkes.

Die Compressionsbremsen sind zumeist Dampfbremsen; die Compression des Dampfes im Cylinder durch den in der Richtung der Treibbewegung laufenden Kolben consumirt das Bewegungsmoment des Eisenbahnzuges. Wird der Dampf durch die dem Kolben entgegenwirkende atmosphärische Luft ersetzt und wird dieselbe in besonderen Behältern comprimirt, so entspricht diese Anordnung dem Principe der gleichfalls hierher gehörigen von Bergue construirten Luftdruckbremse.

Ist die Radbremse in ihrer Wirkung nicht allein auf die Locomotive beschränkt, derart, dass der Bremsapparat ein ausschliesslich ihr zukommendes constructives Ganzes bildet, sondern ist die Bremse mit den Hemmvorrichtungen des Zuges zusammengekuppelt, so dass der Locomotivführer — nach Befinden das Wagenpersonal, im Gefahrfalle selbst jeder Passagier des Zuges — gleichzeitig sämmtliche Bremsen in Thätigkeit setzen kann, so werden diese gekuppelten Bremsen als continuirliche bezeichnet.

Zur Bedienung der continuirlichen Bremsen reicht die Menschenkraft, als den Druck unmittelbar erzeugende, nicht mehr aus. Die Auslösung dieser Bremsen erfolgt von Hand, während der Anzug der Bremsklötze gegen die Radbandagen durch die lebendige Kraft der Fahrzeuge selbst (Bremsen von Heberlein und von Achard), oder durch den Druck der Luft (Bremsen von Westinghouse, Smith, Hardy, Sanders, Carpenter, Steel), seltener und versuchsweise durch Wasserdruck (Bremse von Clarke und von E. Miles) bewirkt wird.

Insofern die Bremsapparate zum Theil an den Wagen angebracht werden, gehören die continuirlichen Bremsen unter die in Band II dieses Werkes mitgetheilten. — Da jedoch die Locomotive in der Regel diejenigen Vorrichtungen trägt, welche zur Ingangsetzung der Bremse durch den hierzu in erster Linie berufenen Führer bestimmt sind — selbst wenn die Locomotive ausnahmsweise nicht mit Bremsklötzen ausgerüstet sein sollte — so ist hier der geeignetste Platz, deren Beschreibung mit einzureihen.

Die continuirlichen Bremsen sind selbstthätige, wenn bei Zugtrennungen ihre Wirksamkeit ohne Zuthun der menschlichen Hand eintritt. Solche Bremsen werden auch als automatische bezeichnet.

Die Wasserbremse kann unberücksichtigt bleiben, weil sie für die Praxis keine Bedeutung gewonnen hat. Das Einfrieren des Druckwassers im Bremscylinder und in den Leitungsröhren lässt sich in Deutschland kaum vollständig vermeiden, so dass die Einführung dieser Bremse als durchaus unzweckmässig erscheint.

Die Bremsen, welche im Nachstehenden beschrieben und in ihrer Wirkungsweise theilweise ausführlicher betrachtet werden sollen, sind folgende:

I. Handbremsen:

a) die Schraubenspindelbremse,
b) die Exter'sche Hebelbremse.

II. Dampf-Klotzbremsen.

III. Compressionsbremsen:

a) die Gegendampfbremse von Le Chatelier,
b) die Gegendampfbremse von Jouffret-Harmignies,

F den Schienenwiderstand gegen ein Rad, welcher der Bewegung entgegenwirkt,

s den Weg, welchen die Locomotive in der Zeit t zurücklegt,

so ist nach dem Princip der lebendigen Kraft

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{V_0^2 - V^2}{2} = \int_0^s F \cdot ds.$$

In Ermangelung zuverlässiger Versuche, welche F als Function des Weges darstellen und im Besondern den Einfluss der Schienenstösse berücksichtigen müssten, darf F als constant angenommen werden, was bei der nahezu gleichmässigen Oberfläche der Schienen ungefähr der Wirklichkeit entspricht. Es ist demnach:

$$\int_0^s F \cdot ds = Fs = F \cdot \frac{V_0 + V}{2} \cdot t.$$

Daraus ergiebt sich die Geschwindigkeit der Locomotive nach der Zeit t

$$V = V_0 - \frac{g}{G} \cdot F \cdot t \quad . \; . \; . \; . \quad 1)$$

Bezeichnet ferner:

W_0 die Umfangsgeschwindigkeit des Locomotivrades im Anfange der Bewegung,

W die Umfangsgeschwindigkeit nach der Zeit t,

r den Halbmesser des Rades im Lautkreise,

I[1]) das Trägheitsmoment des Rades incl. des darauf entfallenden Achsenantheiles,

U den auf den Radumfang tangential wirkenden Bremswiderstand,

R die auf den Umfang reducirte Zapfenreibung, einschliesslich des Druckes einer Kurbel- oder Kuppelstange,

so ist $F - R - U$ die auf den Radumfang reducirte gesammte bewegende Kraft und $M = \frac{I}{r^2}$ die nach dem Radumfang verlegte Masse der Triebräder.

Es ist

$$M \cdot \frac{W_0^2 - W^2}{2} = \int_0^s (F - [R + U]) \cdot ds$$

und da F, R und U als constant betrachtet werden dürfen

$$\int_0^s (F - [R + U])\, ds = (F - [R + U])s = \left[F - (R + U)\right] \frac{W_0 + W}{2} \cdot t.$$

Daraus folgt die Umfangsgeschwindigkeit des Rades nach der Zeit t:

$$W = W_0 - \frac{\{F - (R + U)\}}{M} \cdot t \quad . \; . \; . \; . \quad 2)$$

[1]) Abweichend von der ersten Auflage dieses Werkes ist mit I hier nicht das (geometrische) Trägheitsmoment als Summe der Producte aus Volumen und Quadrat des Abstandes bezeichnet worden, sondern es sind statt der Volumina die Massen eingeführt, um den Formeln auch für nicht homogene Räder allgemeine Gültigkeit zu verleihen. Die Formeln gelten dann ohne Weiteres für Räder mit bleiernen Gegengewichten sammt den auf den Achsen sitzenden Messingexcentern mit Weissmetallfütterungen u. s. w.

Der Coefficient φ für die gleitende Reibung zwischen Bremsbacken und Rad ist nicht constant. Derselbe nimmt mit wachsender Geschwindigkeit ab und ist bei raschestem Laufe eines Courierzuges nur etwa halb so gross, wie bei ganz langsamer Bewegung. Um daher die Maximalwirkung zu erzielen, sollte man anfangs stark bremsen und später etwas nachlassen. Der Coefficient φ ist ferner eine Function der Zeit, insofern, als er bei fortgesetztem Bremsen abnimmt.

§ 4. Die Schraubenspindel-Bremse. — Für Tenderlocomotiven, die zur Beförderung von Zügen auf kurzen Bahnstrecken verwendet werden, hat Borsig im Jahre 1866 die in Fig. 1 auf Taf. XLIV abgebildete Bremse construirt. Diese Bremse, welche vom Heizer bedient wird, wirkt auf die Räder beider Triebachsen und kann daher den dem Adhäsionsgewichte der Locomotive entsprechenden Effect erreichen. Durch Anziehen der Schraubenmutter auf der Spindel *a* wird die durch Gelenkstücke *b* mit derselben verbundene Welle *c* gedreht, an der auf jeder Seite der Maschine die Hebel *e* und *f* befestigt sind. Bei der Drehung der Bremswelle *c* wird durch die Druckstange *g* der Bremsklotz *h* an das hintere Rad und durch die Druckstange *i* der Bremsklotz *k* an das Mittelrad gepresst. Gleichzeitig wird aber auch durch den zweiten Arm *f* auf der Bremswelle *c* die Stange *l* angezogen, welche durch die Winkelhebel *m* und *n* die beiden andern Bremsklötze *o* und *p* an die betreffenden Räder anpresst. Diese Bremse wirkt sehr günstig, und sind die Hebelverhältnisse richtig berechnet, so kann man durch dieselbe den grössten Bremseffect erzielen, der überhaupt durch die Locomotive erreicht werden kann.

§ 5. Die Exter'sche Hebelbremse. — Diese Construction der Handbremse wurde zuerst vom verstorbenen Eisenbahndirector Exter der Bayerischen Staatsbahnen angegeben und hat vielfache Anwendung bei Locomotiven gefunden.

Fig. 2 u. 2ᵃ auf Taf. XLIV zeigen die Ausführung der Exter'schen Bremse für eine von Wöhlert in Berlin erbaute zweiachsige Tenderlocomotive. Durch einfaches Umlegen des mit einem Gegengewichte versehenen Kniehebels $a\,a_1$ wird die Zugstange *b* gehoben und durch den mit letzterer verbundenen Hebel *c* die Bremswelle *d* gedreht. Die auf der Bremswelle zu jeder Seite der Maschine befestigten kleinen Hebel *e* wirken durch die Druckstangen *f* direct auf die Bremsklötze *g* und pressen dieselben an die Räder der Locomotive. Die Bremsklötze sind von Eisen und umfassen, um das Abdrücken zu vermeiden, die Flantschen der Räder. *h* ist eine Stellvorrichtung, um die Bremsklötze auch nach der Abnutzung immer in gleicher Stellung gegen die Räder zu erhalten. Auf die richtige Stellung ist besondere Rücksicht zu nehmen, da der Weg, den die Bremsstange macht, nur ein verhältnissmässig geringer ist. Die durch den Mechanismus erreichte Uebersetzung der am oberen Ende des Hebels angreifenden Kraft *p* in den Bremsdruck *P* ist bei vorliegender Construction:

$$P = p \cdot \frac{a}{a_1} \cdot \frac{c}{e} = p \cdot \frac{650}{50} \cdot \frac{720}{90} = 104 \cdot p.$$

An einer von Schwartzkopff in Berlin erbauten Tenderlocomotive ist die Exter'sche Bremse in der auf Taf. XLIV, Fig. 3, 4 und 5, abgebildeten Construction ausgeführt. Der im Punkte *a* auf dem Bremsgestelle gelagerte Kniehebel *b* ist im Punkte *c* mit der Zugstange *d* verbunden und setzt, wie bei der vorher beschriebenen Bremse, beim Abwärtsbewegen in der Richtung des Pfeiles die Bremswelle *e* in Drehung. Die letztere geht unter der Locomotive durch und auf ihr sind an jeder Seite die kleinen Hebel *f* und *g* befestigt. Die von diesen Hebeln ausgehenden Zug- und Druckstangen *h* und *i* pressen die Bremsklötze, wenn sich die Brems-

welle in der Richtung des Pfeiles dreht, von beiden Seiten an die Hinterräder der Locomotive an. Zur besseren Handhabung ist der Hebel *a* noch mit einem zweiten Hebel *k* versehen, der ein Gegengewicht trägt. Die Regulirung der Stellung der Bremsklötze erfolgt durch Drehung des Handrades *l*, welches fest auf der Zugstange *d* sitzt. Die Zugstange hat an ihrem unteren Ende ein Schraubengewinde, das in die im Hebel *m* gelagerte Mutter *n* eingeschraubt ist. Wird daher das Handrad mit der Zugstange gedreht, so kann dem Hebel *m* und mithin auch den Bremsklötzen eine beliebige andere Stellung gegeben werden. An der unter dem Handrade befindlichen Hülse, welche den eingedrehten Hals der Zugstange umfasst, sitzen zwei Zapfen, die in den Kniehebel eingreifen und die verticale Bewegung der Zugstange bewirken.

Die Exter'sche Bremse in ihrer ursprünglichen Construction lässt sich sehr leicht mit einer vorhandenen Schraubenspindelbremse verschmelzen, derart, dass die Handkurbel der letzteren, entsprechend dem Handrade in der vorstehend geschilderten Anordnung, als Stellvorrichtung benutzt, oder auch nach Bedürfniss, unabhängig vom Exter'schen Hebel, zur unmittelbaren Bewegung des Bremsmechanismus gebraucht werden kann.

Die Bremsen haben sich, wenn stets genügende Sorgfalt auf die Regulirung derselben verwendet wurde, sehr gut bewährt. Sie wirken beim einfachen Umlegen des Kniehebels fast momentan, und es lässt sich durch schwächeres oder stärkeres Drücken auf den Hebel der Bremsdruck beliebig vermehren oder vermindern.

§ 6. Die Dampfklotzbremse. — Eine sehr brauchbare Bremse für Locomotiven construirte Hartmann in Chemnitz im Jahre 1868, und es ist dieselbe in Figur 1 und 2 auf Tafel XLV abgebildet. Unter dem Langkessel der Locomotive ist der Dampfcylinder *a* vertical befestigt, dessen Kolben durch die Gegengewichte *b* für gewöhnlich in der gezeichneten tiefsten Stellung gehalten wird. Diese Gegengewichte *b* sind auf die doppelarmigen Hebel *c c* aufgesteckt, die in den Stützpunkten *d* am Rahmen der Locomotive drehbar gelagert sind. Das eine Ende dieser Hebel *c* ist durch Scharniere mit der Kolbenstange des Bremscylinders verbunden, das andere Ende ist durch einen Bolzen drehbar an den Zugstangen *e* befestigt. Strömt in den Dampfcylinder der Dampf unterhalb des Kolbens ein, so wird letzterer gehoben und die Zugstangen *e* werden durch die Hebel *c* nach abwärts gezogen. Das obere Ende jeder solchen Zugstange ist mit einem Balancier *l* verbunden, der in einem am Locomotivrahmen befestigten Support *m* verschiebbar und drehbar gelagert ist und an seinen Enden, die bis über die benachbarten Triebräder reichen, die Bremsklötze *o* trägt. Durch die Zugstangen *e* werden die Balanciers *l* nach abwärts gezogen und dadurch die Bremsklötze gegen die Räder gedrückt. In das nach dem Bremscylinder führende und dort dicht am Cylinderdeckel einmündende Dampfzuleitungsrohr ist unterhalb des Führerstandes ein Dreiweghahn eingeschaltet, der vom Führer bewegt werden kann. In der einen Stellung verbindet dieser Hahn den Raum im Bremscylinder mit dem Dampfraume des Kessels, in der andern Stellung den Dampfraum im Bremscylinder mit der äusseren Luft, so dass der gebrauchte Dampf beim Abstellen der Bremse aus dem Cylinder entweichen kann. Eine Feder *p* hält den Balancier *l*, wenn die Bremse nicht in Thätigkeit ist, gerade und die Bremsklötze in gleichen Abständen von den Rädern.

Die Radbremsen dieser Construction haben sich bei mehrjährigem Gebrauche sehr gut bewährt, sie können momentan durch eine Handbewegung angestellt werden und wirken sehr energisch. Es findet bei der Anwendung derselben wohl eine Entlastung

der Tragfedern der Locomotive um den Werth des Bremsdruckes, aber keine Entlastung der Räder statt, so dass immer das volle Adhäsionsgewicht der Locomotive zur Geltung kommt. Besondere Aufmerksamkeit ist bei Construction dieser Bremsen auf die Abmessungen des Bremscylinders und der Hebel zu verwenden, damit der Bremsdruck die zulässige Grenze nicht überschreiten kann.

Eine Variation dieser Bremse zeigt Fig. 6 auf Taf. XLIV. Anstatt der Bremsklötze sind eiserne oder stählerne Bremsbänder über die Triebräder gelegt, an einem Ende fest an den Rahmen gelagert und am andern Ende mit den Zugstangen *ee* verbunden. Bei häufiger und andauernder Benutzung dieser Bremse ist es vorgekommen, dass infolge der eintretenden Erwärmung die Radreifen von den Bremsbändern stark angegriffen worden sind. Es dürften daher dieser Bremsconstruction die Bremsklötze vorzuziehen sein.

§ 7. Die Gegendampfbremse von Le Chatelier. — Die Bestrebungen, die lebendige Kraft des Eisenbahnzuges beim Bremsen wieder nutzbar zu machen und dieselbe nicht, wie es bei den Reibungsbremsen geschieht, zur Zerstörung des Bremsmaterials zu verwenden, war stets vorhanden, und es ist die Anwendung des Contredampfes oder das Reversiren die einfachste und nächstliegende Ausführung dieses Princips. Nur den schädlichen Einflüssen, welche bei directer Anwendung des Contredampfes auf die Locomotive einwirken, ist es zuzuschreiben, dass man diese Manipulation nur auf Fälle wirklicher Gefahr beschränkte und die allgemeine Anwendung dieses Bremsmittels für den regelmässigen Betrieb keinen Eingang gefunden hatte.

Lässt man den Dampf auf den Treibapparat der Locomotive im entgegengesetzten Sinne zur Fortbewegung derselben arbeiten, indem man die Schiebersteuerung so fixirt, dass die Dampfvertheilung nach den Cylindern eine der vorhandenen Bewegung entgegengesetzte wird, so treten die heissen Verbrennungsgase aus der Rauchkammer und der Esse der Locomotive in die Dampfcylinder und werden in den Kessel hineingepresst. Dadurch erhöht sich die Temperatur in den Cylindern derart, dass nach kurzer Zeit die Dichtungen unbrauchbar werden und es steigt ausserdem die Spannung im Kessel in so rapider Weise, dass der normale Druck weit überschritten wird. Die in Schieberkasten und Cylinder eintretenden Verbrennungsgase führen stets Kohlen und Schlackentheilchen mit, und auch dadurch erleiden Cylinder, Kolben und Schieber beträchtliche Beschädigungen.

Um all diese Uebelstände zu beseitigen, liess Le Chatelier, Director der Eisenbahn du Nord de l'Espagne, zuerst 1865 Versuche anstellen, beim Reversiren einen Dampfstrahl in die Dampfausgangsrohre einzuführen, um dadurch den Eintritt der Verbrennungsgase in Cylinder und Kessel zu verhindern. Die Temperaturerhöhung in den Cylindern war indess auch bei diesem Verfahren immer noch zu gross und Le Chatelier versuchte diesen Uebelstand nunmehr dadurch zu beseitigen, dass er die bedeutende Wärmeabsorption, welche beim Uebergang des Wassers in gasförmigen Zustand eintritt (latente Wärme) zu Hülfe nahm. Zu dem Zwecke wurde statt des Dampfstrahles ein Gemisch von Dampf und Wasser aus dem Kessel in die Ausströmungscanäle der Cylinder geführt. Die höchste Temperatur, die bei diesen Versuchen sich in den Cylindern herausstellte, übte selbst bei längerem Reversiren keinen nachtheiligen Einfluss mehr aus und auch die Zunahme der Spannung im Kessel war dabei nur unerheblich. Der von Le Chatelier construirte Apparat ist auf Tafel XLIV, Fig. 10, 11 und 12, skizzirt. In einem Körper von Gusseisen befinden sich zwei Schieberventile *a* und *b*. Der Raum vor dem Ventile *a* steht durch das Rohr *h* mit dem Dampfraume und der Raum vor dem Ventile *b* durch das Rohr *i* mit dem Was-

in einem gemeinschaftlichen Rohre und gelangen durch den Theilstutzen (Fig. 13) vertheilt in die Cylinder.

Die Flüssigkeitsmengen sind regulirbar, weil keiner der beiden Hähne voll geöffnet zu werden braucht. Die Construction wird als bewährt gerühmt.

Die im Jahre 1868 von Le Chatelier fortgesetzten Versuche ergaben, dass schon die Zuführung nur eines Wasserstrahles in die Dampfausgangsrohre genügte, um die Ansaugung von Feuergasen in die Cylinder zu verhüten, jedoch ist bisher nicht genügend constatirt, ob dies bei allen vorkommenden Dampfspannungen der Fall sein wird.

Zur Ermittelung des Bremseffectes, der durch das Contredampfgeben zu erzielen ist, dient nachstehende Erläuterung:

Bewegt sich der Kolben einer nach vorwärts in Bewegung begriffenen Locomotive von A nach B und ist die Steuerung auf den höchsten Füllungsgrad für die entgegengesetzte Bewegungsrichtung eingelegt, so finden nach dem in Fig. 1 gezeichneten Zeuner'schen Schieberdiagramm während des Kolbenlaufes folgende Vorgänge im Cylinder statt.

Fig. 1.

B

B

Reversirt mit Gegendampf.

1) Vor dem Kolben.

Weg $A\ c$ Ausströmung des im Cylinder vorhandenen Dampfes.

Weg $c\ d$ Compression desselben.

Weg $d\ B$ Eintritt des Gegendampfes.

2) Hinter dem Kolben.

Weg $A\, a$ Dampfeintritt.

Weg $a\ b$ Expansion des hinter dem Kolben befindlichen Dampfes.

Weg $b\ B$ Ansaugen der Verbrennungsgase resp. des in das Ausströmungsrohr geleiteten Gemisches von Dampf und Wasser.

Wie aus der Zeichnung des Diagramms hervorgeht, ist bei vollständig nach rückwärts ausgelegter Steuerung der Weg $A\ a$, innerhalb welcher der eintretende Hinterdampf nicht hemmend, sondern treibend wirkt, verhältnissmässig klein und im Punkte a tritt Absperrung des Einströmungscanales und somit Expansion des eingeschlossenen Dampfes ein. Der während der Expansion dieses Dampfes vom Kolben durchlaufene Weg ist gegen den während der Dampfeinströmung zurückgelegten Weg so gross, dass der Dampfdruck während der Expansionsperiode unter oder doch bis nahe zur atmosphärischen Pressung herabsinkt. Es kann daher, sobald im Punkte b der Austrittscanal geöffnet wird, der im Cylinder vorhandene Dampf nicht ausströmen, sondern es wird sofort ein Theil der in der Rauchkammer vorhandenen Verbrennungsgase oder bei Anwendung des Apparates von Le Chatelier das in die Dampfausgangsrohre gebrachte Gemisch von Dampf und Wasser in den Cylinder eintreten. Ist dagegen der Druck im Moment der Oeffnung des Ausströmungscanales noch etwas grösser als die Atmosphäre, so strömt soviel Dampf durch das Ausgangsrohr aus, bis der zurückbleibende eine Atmosphäre Pressung hat.

Bei dem nun folgenden Kolbenwege $b\,B$ würden, falls der **Le Chatelier**'sche Apparat geschlossen ist, fortwährend die heissen Verbrennungsgase angesaugt werden, so dass der Cylinder am Ende des Hubes mit heisser Luft von einer Atmosphär-Pressung gefüllt ist. Führt man dagegen in dieser Periode ein Gemisch von Wasser und Dampf in den Ausströmungscanal des Cylinders, so wird das Wasser verdampfen und der Cylinder am Ende des Hubes mit Dampf von nahezu einer Atmosphäre Pressung gefüllt sein. Bei dieser Verdampfung wird die durch Reduction des höher gespannten Kesseldampfes erzeugte Wärme als latente Wärme gebunden und dadurch die schädliche Erhitzung des Cylinders vermieden. Um sicher zu sein, dass das erforderliche Quantum von Wasser und Dampf in das Ausgangsrohr eingeführt und somit ein Ansaugen von Verbrennungsgasen vermieden wird, empfiehlt es sich, den Le Chatelierhahn so weit zu öffnen, dass ein geringer Theil des in das Ausgangsrohr geführten Dampfes zum Schornstein entweicht, was vom Führerstande leicht an dem über der Esse sich bildenden weissen Dampfnebel erkennbar ist. Die Pressung, welche hierbei der im Cylinder enthaltene Dampf während des ganzen Weges $b\,B$ annimmt, wird ganz unerheblich grösser als die Atmosphäre sein.

Die Curve, deren Ordinaten die auf der hinteren Seite des Kolbens vorhandenen Pressungen in den sämmtlichen Kolbenpositionen angeben, ist in Fig. 1, p. 861, punktirt eingezeichnet und repräsentirt die Fläche, welche durch diese Curve, die beiden Endordinaten und durch die den atmosphärischen Druck bezeichnende Linie eingeschlossen wird, die während des Kolbenhubes vorhandene treibende Arbeit, die in der Richtung der Fahrt wirkt.

Auf der anderen Seite vor dem Kolben entweicht während des Weges $A\,c$ ein Theil des im Cylinder enthaltenen, bei dem vorhergehenden Kolbenhube aufgenommenen Dampfes von nahezu einer Atmosphäre Pressung zunächst durch das Ausgangsrohr. Im Punkte c schliesst sich der Ausströmungscanal und tritt nunmehr Compression des im Cylinder noch vorhandenen Dampfes bis zu Punkt d ein. In dieser Stellung öffnet sich der Zuströmungscanal, und es wirkt nun bei geöffnetem Regulator Gegendampf bis zum Ende des Hubes auf den Kolben.

Dabei muss die gesammte im Cylinder auf der vorderen Seite vorhandene Füllung in den Kessel zurückgedrückt und der Kesseldruck nebst den Reibungswiderständen überwunden werden.

Die während des Kolbenhubes in den verschiedenen Positionen auftretenden Pressungen sind die Ordinaten der in Fig. 1, p. 861, angegebenen ausgezogenen Curve, und stellt die von dieser Curve, den beiden Endordinaten und der den Atmosphärendruck bezeichnenden Linie eingeschlossene Fläche die der Vorwärtsbewegung widerstehende Kraft dar, welche während eines Kolbenhubes verrichtet wird. Subtrahirt man von dieser Fläche die während des Kolbenhubes treibend auftretende oben angegebene Arbeit, so stellt die erhaltene Fläche, welche in Fig. 1, p. 861, durch Schraffirung hervorgehoben ist, die während eines Kolbenhubes verrichtete Bremsarbeit dar. Bei dem Contredampfgeben wirkt somit die Locomotive nicht mehr als Kraftmaschine, sondern als Pumpe, welche durch die lebendige Kraft des Zuges bewegt wird.

Um die durch das Contredampfgeben in der Praxis zu erzielende Bremswirkung zu ermitteln, wurden auf der Sächsischen Staatsbahn im Jahre 1870 mehrfache Versuche angestellt, bei welchen die Temperatur in den Dampfcylindern durch directe Messung und die Bremsarbeit durch Indicator- und Dynamometer-Diagramme fest-

gestellt worden ist. Die zweiachsige Personenzugslocomotive »August der Starke«, welche

407 mm Cylinderdurchmesser,
560 mm Hub,
1535 mm Triebraddurchmesser,
2600 mm Radstand,
273 Ctr. Belastung auf der Vorderachse,
253 Ctr. Belastung auf der Hinterachse,
8,78 Kilogramm pro Quadratcentimeter

zulässige Dampfspannung im Kessel (Ueberdruck) hat, wurde während des Contredampfgebens von einer zweiten Locomotive gezogen und in die Kuppelung zwischen den beiden Locomotiven das Zugdynamometer eingeschaltet. Bei dem ersten Versuch wurde nur Dampf in das Ausströmungsrohr geführt, der Regulator ganz geöffnet, die Steuerung voll zurückgelegt, und die gebremste Locomotive mit 30 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde auf gerader horizontaler Strecke fortgezogen.

Das in den Cylinder eingebrachte Thermometer zeigte im Anfang eine Temperatur von 140° Celsius und stieg in ungleichmässigen Absätzen bis auf 252°. Bei dieser Temperatur musste der Versuch wegen Brennens der Stopfbüchsen abgebrochen werden, nachdem die Locomotive eine Strecke von 7,5 Kilometer durchlaufen hatte.

Das während dieser Fahrt bei einer Temperatur von 185—190° Celsius aufgenommene Indicatordiagramm ist in Fig. 1, p. 861, mitgetheilt.

Die mittlere Pressung vor dem Kolben, welche sich aus diesem Diagramm nach der Simpson'schen Regel berechnet, beträgt 6,1 Kilogramm pro Quadratcentimeter und die mittlere Spannung hinter dem Kolben 1,14 Kilogramm pro Quadratcentimeter. Der mittlere wirksame Bremsdruck beträgt sonach

$$6{,}1 - 1{,}14 = 4{,}96 \text{ Kilogramm pro Quadratcentimeter}$$

oder circa 57 % des Arbeitsdruckes im Kessel.

Das Zugdynamometer zwischen beiden Locomotiven zeigte im Mittel einen Widerstand der gebremsten Locomotive von 55 Ctr. und fand ein Umhauen der Räder nur gegen Ende des Versuchs bei nassem Zustande der Schienen statt, wobei der Widerstand der gezogenen Locomotive, am Dynamometer gemessen, von 55 auf circa 30 Ctr. herabging. Der Regulator wurde hierauf geschlossen und nachdem die Räder wieder rollten, langsam geöffnet, wobei der ursprüngliche vorher gemessene Reibungs- und Bremswiderstand der Locomotive von 55 Ctr. durch das Zugdynamometer wiederum angezeigt wurde.

Der zweite Versuch wurde ganz wie oben vorgenommen, nur mit dem Unterschiede, dass man in den Austrittscanal des Dampfcylinders Wasser und Dampf mittelst des Le Chatelierhahnes einspritzte.

Die Anfangstemperatur in den Cylindern betrug 140° Celsius und stieg langsam bis auf 205° Celsius, nachdem 7,5 Kilometer zurückgelegt waren. Die neugeliederten Stopfbüchsen bliesen etwas ab, brannten jedoch nicht.

Das nachstehend in Fig. 2, p. 864, gezeichnete Indicatordiagramm wurde während dieses Versuches bei einer Temperatur von circa 190° Celsius aufgenommen und ergab sich aus demselben der mittlere Bremsdruck zu

$$5{,}97 - 0{,}76 = 5{,}21 \text{ Kilogramm pro Quadratcentimeter}$$

oder circa 60 % der Dampfspannung im Kessel.

Der durch das Zugdynamometer angezeigte Bremswiderstand incl. Reibungswiderstand der Locomotive betrug, wie bei dem ersten Versuche, im Mittel 55 Ctr. und fand ein Umhauen der Räder nicht statt.

Der dritte Versuch wurde wie ad 2 angestellt, nur war der Regulator geschlossen. Die höchste gemessene Temperatur in den Cylindern betrug 180° Celsius und es ergab das in Fig. 3 dargestellte Indicatordiagramm die mittlere Pressung

vor dem Kolben . . 4,95 Kilogramm pro Quadratcentimeter,
hinter dem Kolben . 0,73 - - -
4,22 Kilogramm.

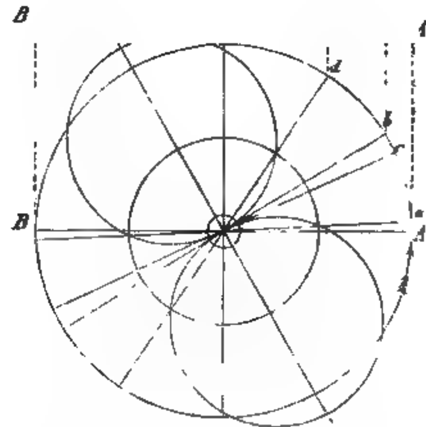
Der mittlere Bremsdruck ergiebt sich demnach zu 4,22 Kilogramm pro Quadratcentimeter des Kolbenquerschnitts und beträgt $\frac{4,22}{8,78} = 48\,\%$ des wirklichen Druckes im Kessel.

Fig. 2.



Reversirt mit Gegendampf
App. Le Chatelier.

Fig. 3.



Reversirt ohne Gegendampf
App. Le Chatelier.

Das Zugdynamometer ergab den Bremswiderstand incl. der Reibung im Mittel zu 50 Ctr. und trat wie bei dem zweiten Versuch ein Umhauen der Räder nicht ein.

Die effective Dampfspannung, welche während des ganzen Kolbenlaufes bei ganz geöffnetem Regulator und vollständig nach vorwärts ausgelegter Steuerung auf den Kolben übertragen wird, beträgt nach der Tabelle p. 161 dieses Bandes bei der beim zweiten Versuche vorhandenen Dampfspannung von 9,42 Kilogramm pro Quadratcentimeter rot. 7,2 Kilogramm. Die hiervon noch in Abzug kommende Pressung pro Quadratcentimeter, welche zur Ueberwindung der Reibungswiderstände aller beweglichen Theile, sowie zur Schieberbewegung verwendet wird, beträgt nach Tabelle p. 160 circa $7,2 \cdot 0,17 =$ rot. 1,2, und würde somit der gesammte auf Bewegung verwendete mittlere Kolbendruck $7,2 - 1,2 = 6$ Kilogramm betragen.

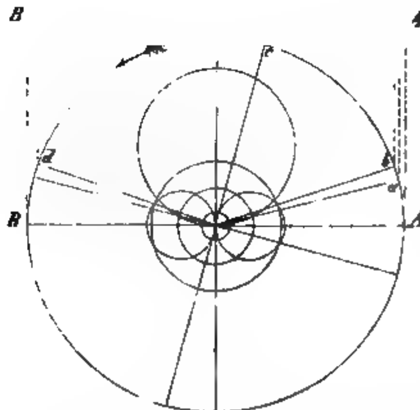
Der bei dem zweiten Versuch ermittelte wirksame auf Bremsung wirkende mittlere Kolbendruck ergab sich zu 5,21 Kilogramm pro Quadratcentimeter. Hierzu

erwähnt, dadurch erreicht, dass der Ausgangsregulator ganz geschlossen und der vor den Kolben geführte Dampf wieder vollständig in den Kessel zurückgedrückt wird. Die Repressionsbremse von Landsee ist auf Taf. XLIV, Fig. 7, 8 u. 9, dargestellt.

Die Cylinder der mit dieser Bremse versehenen Locomotiven haben ausser dem gewöhnlichen Vertheilungsschieber einen besonderen Schieber E, dessen Schieberkasten mit dem gewöhnlichen Vertheilungsschieberkasten und dem Dampfzuleitungsrohr in ununterbrochener Communication steht. Das zur Bewegung dieses Schiebers auf der Triebradachse angebrachte Excenter H ist ohne Voreilungswinkel aufgesteckt und wird die Bewegung auf die Schieberstange mittelst der um einen festen Punkt schwingenden Coulisse übertragen. Das Ende der Schieberstange kann durch einen aus der Zeichnung ersichtlichen Hebelapparat, welcher vom Führerstande aus bedient wird, gehoben und gesenkt werden. In der Stellung, welche in der Zeichnung angegeben ist, erhält der Schieber den grössten Hub, während dessen Schwingung in der höchsten Stellung des Coulissensteines $= 0$ wird. Das Ausgangsrohr des Cylinders wird durch den Schieber D geschlossen, welcher durch den Steuerungshebel N gleichzeitig mitbewegt wird, und zwar ist das Ausgangsrohr geschlossen, wenn der Coulissenstein im Punkte C_1, und geöffnet, wenn derselbe im Punkte C steht.

Beim Bremsen der Locomotive wird die Steuerung der gewöhnlichen Schieber auf starke Expansion oder auf die Mitte gestellt und die Steuerung der Bremsschieber ausgelegt. Um dem Führer eine möglichst schnelle Bedienung dieser beiden Steuerungen zu ermöglichen, so dass derselbe die Leistung der Locomotive von der Arbeitswirkung direct zur Bremswirkung überführen kann, können die Schrauben beider Steuerungen durch ein Schaltrad A_1 in Verbindung gesetzt werden, so dass durch Drehen an dem Handrade der Bremssteuerung auch gleichzeitig die Schraube der gewöhnlichen Steuerung mitbewegt wird. Angenommen die Locomotive bewege sich mit voll ausgelegter Hauptsteuerung nach vorwärts, so hat der Führer, um direct zur Bremswirkung überzugehen, das Schaltrad in die mit A bezeichnete Stellung zu legen, das Handrad G einige Male umzudrehen, bis der ursprünglich in C befindliche Coulissenstein im Punkte C_1 angekommen ist. Durch diese Bewegung ist dann gleichzeitig die Hauptsteuerung auf starke Expansion gestellt und der Schieber D des Blasrohres geschlossen.

Fig. 4.



Repressionsbremse von Landsee.

Es ist ersichtlich, dass der Führer die Bremswirkung ganz beliebig variiren kann, je nachdem er die Hauptsteuerung auf mehr oder weniger starke Expansion und die Bremssteuerung mehr oder weniger auslegt. Zu diesem Zwecke sind die entsprechenden Handräder G und G_1 unabhängig voneinander zu stellen und das Schaltrad auszuschalten.

Zur Veranschaulichung der im Cylinder stattfindenden Vorgänge und Pressungen ist in vorstehender Fig. 4 ein Schieberdiagramm, sowie ein Indicatordiagramm

dargestellt unter der Annahme, dass die Hauptsteuerung auf die Mitte gestellt und die Bremssteuerung ganz ausgelegt ist.

Der Kolben bewege sich der Vorwärtsfahrt entsprechend von *A* nach *B*, es treten alsdann folgende Perioden ein:

1) Vor dem Kolben:

Weg *Aa*. Compression des vor dem Kolben befindlichen Dampfes, welcher durch Abschluss des Ausblaserohres am Ausströmen verhindert ist.

Weg *ad*. Zutritt des Dampfes durch den Bremsschieber.

Weg *dB*. Zutritt des Dampfes durch den Hauptschieber.

2) Hinter dem Kolben:

Weg *Ab*. Admission des Dampfes durch den Hauptschieber.

Weg *bc*. Expansion des Dampfes.

Weg *cB*. Expansion des Dampfes in dem durch den Ausströmungscanal bis zum Abschlussschieber vergrösserten Raum.

Die dieser Vertheilung entsprechenden Dampfdrucke sind vor und hinter dem Kolben durch die in Fig. 4, p. 866, angegebenen Curven verzeichnet und entspricht die schraffirte Fläche der indicirten Bremsarbeit.

Die Locomotiven der Französischen Westbahn, welche mit diesen Repressionsbremsen versehen sind, haben zwei gekuppelte Achsen, sowie nachstehende Dimensionen:

Cylinderdurchmesser	420 mm,
Hub	560 mm,
effective Dampfspannung im Kessel	9 Kilogramm pro qcm,
Triebraddurchmesser	1910 mm.
Adhäsionsgewicht	440 Ctr.

Nach Angaben von Landsee (cfr. Mémoire sur les différentes méthodes employées pour modérer les vitesses des trains sur pentes et en particulier sur le frein à vapeur. Mulhouse 1867) beträgt für die Locomotive bei einer Admission des Bremsschiebers von 95 % und einem Füllungsgrad von 5 % für den gewöhnlichen Vertheilungsschieber, der mittlere wirksame Bremswiderstand excl. des Reibungswiderstandes in der Locomotive 4012 — 1145 = 2867 Kilogramm.

Bringt man hierzu den Reibungswiderstand der Locomotive mit rot. 365 kg in Rechnung, so beträgt der gesammte vom Dynamometer indicirte Bremswiderstand unter den vorliegenden Verhältnissen rot. 3230 kg.

§ 10. Die Repressionsbremse von Krauss. — Die Construction dieser Bremse ist aus Taf. XLV, Fig. 8 bis 11, ersichtlich. Bei der in Fig. 8 gezeichneten Stellung der Schieber *E* und *F* tritt der Dampf vom Kessel in der gewöhnlichen Weise in den Schieberkasten und das Blaserohr ist geöffnet. Werden dagegen die Schieber *E* und *F* in die punktirt angegebenen Stellungen gebracht, so strömt der Dampf durch das Communicationsrohr *C* in den Ausströmungscanal des Cylinders und tritt, bei nach vorwärts ausgelegter Steuerung und der in derselben Richtung bewegten Locomotive, dem Kolben entgegen und wird in den Kessel zurückgedrückt. Gegen Ende des Kolbenhubes wird, nach Abschluss der Ausströmungsöffnung, der noch im Cylinder vorhandene Dampf comprimirt und tritt, nachdem der Schieber den Eintrittscanal öffnet, in den Schieberkasten. Dieses Dampfvolumen würde nach jedem Kolbenhube in den Schieberkasten treten und die Spannung in demselben sehr bald erheblich steigern. Um dies zu vermeiden, wird dieser Dampf durch ein Rohr abgeführt, welches durch ein belastetes Ventil *H* abgeschlossen ist. Durch eine geringere

oder grössere Belastung dieses Ventils kann gleichzeitig die Bremsarbeit regulirt werden. Damit indess bei der gewöhnlichen Arbeitsleistung der Locomotive ein Entweichen des Dampfes durch dies Ventil nicht eintreten kann, wird das Rohr durch einen Hahn K noch besonders abgeschlossen.

Um aus der Arbeits- in die Bremswirkung der Locomotive möglichst schnell übergehen zu können, sind die beiden Schieber E und F, sowie der Hahn K miteinander so verbunden, dass dieselben durch den Regulatorzug gleichzeitig in die entsprechenden Stellungen übergeführt werden (s. Fig. 8 u. 9).

Fig. 5.

A

A

Repressionsbremse von Krauss.

Das bei der vorher erwähnten Compression des Dampfes eintretende Abdrücken des Schiebers wird dadurch verhindert, dass über demselben ein Kolben D (Fig. 10 u. 11) angeordnet ist, welcher durch das Rohr e mit dem Ausströmungsrohre in Verbindung steht und durch den Repressionskesseldampf gegen den Schieber gedrückt wird.

Es ist ersichtlich, dass ausser der bereits erwähnten Regulirung der Bremswirkung durch das Ventil H dieselbe durch den Regulator und die Expansionsstellung der Steuerung beliebig variirt werden kann.

Behufs Ermittelung der Bremswirkung des vorliegenden Apparates wurden mit der zweiachsigen Personenzuglocomotive Eibsee im Jahre 1868 Versuche angestellt, welche das in nebenstehender Fig. 5 dargestellte Indicatordiagramm ergeben haben.

Zur Veranschaulichung der einzelnen Vorgänge und Pressungen im Cylinder ist in Fig. 5 das Schieberdiagramm gleichzeitig aufgetragen. Danach sind folgende Vorgänge zu registriren.

1) Vor dem Kolben.

Weg A bis b. Repression des vom Kessel einströmenden Dampfes.

Weg b bis c. Compression des vor dem Kolben befindlichen Dampfes.

Weg c bis B. Eintritt des vor dem Kolben comprimirten Dampfes in den Schieberkasten und event. Entweichen eines Theiles desselben durch das Ausströmungsventil.

2) Hinter dem Kolben.

Weg A bis a. Eintritt des im Schieberkasten vorhandenen Dampfes und Expansion desselben.

Weg a bis d. Expansion des hinter dem Kolben vorhandenen Dampfes.

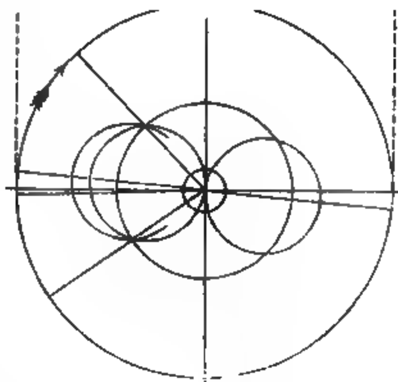
Weg d bis B. Admission des Kesseldampfes.

Die diesen Vorgängen entsprechenden Spannungscurven begrenzen die die Bremsarbeit während eines Hubes darstellende Fläche. Der mittlere Bremsdruck beträgt nach dem aufgenommenen Diagramme rot. 6,6 Kilogramm, während der Arbeitsdruck im Kessel 7,83 Kilogramm pro Quadratcentimeter betrug. Der mittlere indicirte Bremsdruck beträgt daher rot. 85 % der effectiven Spannung im Kessel

und ist erheblich grösser als der indicirte grösste Arbeitsdruck bei der Vorwärtsbewegung. Es wird daher im Allgemeinen bei dieser Bremse, um ein Umhauen der Räder zu vermeiden, erforderlich sein, die Steuerung nicht ganz auszulegen oder den Regulator nur theilweise zu öffnen.

§ 11. Die Zeh'sche Klappe. — Die Zeh'sche Vorrichtung besteht aus einer im Ausgangsrohre angebrachten Drosselklappe. Beim Gebrauche der Bremse wird die Steuerung auf einen geringen Füllungsgrad gelegt und die Klappe soweit geschlossen, dass nur ein sehr kleiner Querschnitt für das Entweichen des Dampfes verbleibt. Der auf Fortbewegung wirkende Dampfdruck hinter dem Kolben ist dann sehr niedrig, während der Gegendruck im Blasrohr bedeutend erhöht wird. Nach dem an der Locomotive »August der Starke« der Sächsischen Staatsbahnen aufgenommenen, in Fig. 6 angegebenen Diagramme ergab sich beim Bremsen durch die Zeh'sche Klappe und Stellung der Steuerung auf den kleinsten Füllungsgrad nach vorn, der mittlere Druck:

Fig. 6.



vor dem Kolben zu 5,70 Kilogramm pro 1 qcm,
hinter dem Kolben zu 5,36 Kilogramm pro 1 qcm.

Der wirksame Bremsdruck betrug daher nur 0,34 Kilogramm pro 1 qcm oder $\frac{0,34}{8,78} = 3,8\,\%$ des effectiven Kesseldrucks. Diese Bremse ist danach sehr wenig wirksam und wird kaum weitere Anwendung finden.

§ 12. Die Luftdruckbremse von Bergue. — Diese Bremse ist an einer Locomotive, welche die schiefe Ebene von Pecq nach St. Germain befährt, zur Ausführung gekommen und hat nachstehend angegebene Construction erhalten.

Der Regulatorschieber ist so eingerichtet, dass, wenn derselbe geschlossen ist, die Cylinder mit einem auf dem Kessel angebrachten Luftrecipienten in Communication gesetzt werden. Der Recipient ist mit einem Sicherheitsventil, welches sich bei einem bestimmten Drucke öffnet, sowie mit einem Absperrhahn, welcher vom Führerstande aus bedient werden kann, versehen. Das Dampfausgangsrohr der Cylinder erhält einen Absperrschieber und wird durch den Abschluss desselben gleichzeitig eine Communication des Schieberkastens mit der atmosphärischen Luft hergestellt. Schliesst man den Regulator und Schieber im Blaserohr, so werden die Cylinder vor dem Kolben mit dem Recipienten und hinter demselben mit der äusseren Atmosphäre in Verbindung gesetzt und die Dampfmaschine wird in eine Luftpumpe verwandelt, welche durch die lebendige Kraft des Zuges in Bewegung gesetzt, die angesaugte Luft in den Recipienten drückt. Die hierbei verrichtete Bremsarbeit kann durch Belastung des Ventils so begrenzt werden, dass dieselbe ein gewisses Maximum nicht überschreitet und ein Gleiten der Räder bei der grössten Bremswirkung vermieden wird. Ausserdem kann der Führer mittelst des oben erwähnten Hahnes sowie durch ein verschieden weites Auslegen der Steuerung die Bremswirkung beliebig variiren.

§ 13. Vergleichung des Effectes der beschriebenen Compressionsbremsen. — Die Compressionsbremsen können, mit Ausnahme der Zeh'schen Klappe, eine Bremsarbeit leisten, welche grösser ist, als die Bewegungsarbeit der Locomotive beim Ziehen.

Wenn daher das Adhäsionsgewicht der Locomotive unter Annahme eines mittleren Reibungscoefficienten zwischen den Rädern und den Schienen der grössten Zugkraft, welche die Dampfmaschine derselben hervorbringen kann, entspricht, so wird, wenn die Bremsarbeit grösser als die Bewegungsarbeit ist, ein Schleifen resp. Umhauen der Räder eintreten und sich dann, wie im Eingange dieses Abschnitts, sowie auch durch die mitgetheilten Versuche nachgewiesen ist, der Bremswiderstand sofort erheblich verringern. Es kann deshalb nicht in der Absicht liegen, die Bremsarbeit möglichst gross zu machen, sondern es ist vielmehr vortheilhaft, dieselbe nicht grösser als die Bewegungsarbeit zu erhalten. Es sind daher die Bremsen von Krauss und Landsee, weil sie einen wesentlich höheren effectiven Bremsdruck in den Cylindern hervorbringen können, als die Contredampfbremsen, nicht vortheilhafter als letztere. Dagegen sind die Contredampfbremsen nach Le Chatelier wesentlich einfacher und billiger in der Herstellung und Unterhaltung, es muss denselben deshalb der Vorzug eingeräumt werden.

Wenn auch eine noch immerhin ziemlich hohe Erwärmung der Cylinder beim Contredampfgeben eintritt und ein Undichtwerden des Regulatorschiebers häufig vorkommt, so sind ähnliche Nachtheile sowohl bei dem Landsee'schen als Krauss-schen Apparat vorhanden und wird das Dichthalten der verschiedenen Schieber sehr erhebliche Schwierigkeiten bieten. Auf die Anordnung von Bergue, welche gleichfalls complicirt ist, wird gegenüber den Contredampfbremsen schwerlich zurückgegriffen werden.

§ 14. Die Luftdruckbremse von Westinghouse. — Die wesentlichen Theile dieser Bremse, welche in Amerika und England grossen Beifall, in den letzten Jahren auch auf deutschen Bahnen erfolgreichen Eingang gefunden hat, sind eine Luftcompressionspumpe, ein Hauptreservoir, beide als Ausrüstungsstücke der Locomotive angeordnet, die vom Hauptreservoir gespeisten Hilfsreservoire unter den bremsbaren Fahrzeugen und die Bremscylinder, welche die gespannte Luft aus den Reservoiren empfangen und vermittelst beweglicher Druckkolben die Bremsgestänge in Bewegung setzen. Die Luftpumpe füllt nicht den Bremscylinder unmittelbar, vielmehr ist diese Verbindung beider vermöge eines eigenartig construirten automatischen Ventiles, welches zwischen der Hauptrohrleitung und dem Hilfsreservoire, bez. dem Bremscylinder eingeschaltet ist, nur eine mittelbare. Sobald der Bremscylinder mit dem Hilfsreservoir communicirt, ist die Verbindung des letzteren mit dem Hauptreservoir und der Luftpumpe gelöst, umgekehrt ist die Communication des Bremscylinders mit dem Hilfsreservoir unterbrochen, sobald dieses vom Hauptreservoir durch die Luftpumpe eine neue Speisung erhält. — In diesem Falle ist der Bremsmechanismus in Ruhe und die Hauptleitung mit gepresster Luft gefüllt. Wird die Hauptleitung durch das Oeffnen eines im Bereiche des Locomotivführers befindlichen Hahnes evacuirt, so stellt das automatische Ventil die Verbindung zwischen Hilfsreservoir und Bremscylinder her, der Bremskolben wird im Cylinder vorgetrieben, Gestänge und Bremsklötze folgen dieser Bewegung. — Es muss zum Verständniss des Zusammenwirkens der einschlägigen Apparate ausdrücklich hervorgehoben werden, dass die Wirkung der Bremse beim Entleeren der Hauptleitung eintritt.

Fig. 3 und 4 auf Taf. XLV zeigen die Einrichtung einer Locomotive mit Westinghouse-Bremse. *A* ist die auf der rechten Seite der Locomotive vor dem Führerstande placirte Dampfpumpe, welche mit Kesseldampf betrieben wird; sie speist durch die Leitung *a* das Hauptreservoir *B*. Von diesem führt ein Röhrenstück *b* nach dem Dreiweghahn *C* und durch diesen hindurch die Hauptrohrleitung *c* nach dem Tender und den mit den Hilfsreservoiren versehenen Wagen des Bremszuges. *D* ist das Hilfsreservoir zur Tenderbremse; es communicirt mit der Hauptleitung durch das Rohr *d* und das automatische Ventil *E*, welches im gegebenen Falle durch das Rohr *e* mit dem Bremscylinder *F* in Verbindung treten kann. Durch dasselbe Ventil *E* gelangt auch die Luft aus dem Hilfsreservoir *D* durch die Leitung *f* nach den an den Locomotivrahmen in verticaler Aufstellung disponirten Bremscylindern *G*, deren Kolben durch die comprimirte Luft nach oben getrieben werden und vermöge Kolbenstange, Querhaupt und zweier Gelenke mit Segmentstücken, welche an den Bremsbacken befestigt sind, die Klötze an die Räder anpressen. — Das Detail dieser Triebradbremse, von einer Locomotive der Main-Weser-Bahn entnommen, ist in Fig. 1 der Tafel XLVI dargestellt. Ein am Führerstande angebrachtes Manometer zeigt den Druck in der Hauptleitung, ein anderes den Druck des Betriebsdampfes für den Luftcompressor, dessen Einrichtung aus Fig. 5 auf Taf. XLV ersichtlich wird. Er besteht aus einer Dampfmaschine mit Differential-Kolbensteuerung und der unmittelbar darunter stehenden mit gemeinschaftlicher Kolbenstange getriebenen Luftpumpe. Der zwischen die Kolben der Steuerung geleitete Dampf bewirkt durch die Differenz der Kolbenflächen ein Aufsteigen des Steuerapparates und damit die niedergehende Bewegung des Dampfkolbens. Seiner tiefsten Stellung nahe drückt derselbe auf einen Absatz der Ventilstange 3, wodurch das Ventil 13 mitgenommen und die Eröffnung eines Canales bewirkt wird, durch welchen der Dampf über den Kolben 20 tritt. Damit bewegt sich die Steuerung nach unten, der untere Eintrittscanal des Cylinders wird frei gelegt und der Hauptkolben steigt bis die Ventilstange auf dem Grunde der hohlen Kolbenstange aufsitzt und mit dem Ventile 13 nach oben gestossen wird. Hierbei entweicht der über dem Kolben 20 befindliche Dampf in die Atmosphäre, der Steuerapparat wird von oben entlastet und die Vorgänge vollziehen sich von Neuem in derselben Reihenfolge.

Die Luft, welche in dem unter der Plattform des Führerstandes angeordneten Reservoir eine Pressung bis zu 6 Atmosphären besitzt, gelangt nun durch den Dreiweghahn in die Hauptleitung. Dieser Hahn, Fig. 6 auf Taf. XLV, besteht aus einem Gehäuse mit Conus und Handgriff. Die durch *b* eintretende Luft des Hauptreservoirs hebt das Ventil *v*, sobald im Hauptreservoir ein — übrigens durch die Federspannung regulirbarer — Ueberdruck von $^1/_3$ Atmosphäre stattfindet. Die Hebung des grösseren Ventils *V*, welches sich vermittelst einer Dichtung in dem Gehäusedeckel *D* luftdicht als Kolben bewegen kann, erfolgt erst beim Eintritt einer erheblichen Spannungsdifferenz durch Entleeren der Hauptleitung *c*. In der normalen Stellung *N* des Handgriffes findet bei geringem Ueberdrucke im Hauptreservoir ein allmähliches Ueberströmen der Luft durch das mässig gelüftete Ventil *v* und ein im Ventilkörper *V* befindliches Loch *l* nach der Hauptleitung *c* statt. Gleichzeitig tritt etwas Luft durch zwei im oberen Theile des Ventils *V* vorgesehene Oeffnungen in den Hohlraum des Deckels *D*, ohne dass bei dieser Position der Gehäusecanal *m* mit dem Canale *n* des Conus communicirte und ein Entweichen von Luft durch die Bohrung *o* möglich wäre. Soll gebremst werden, so ist die Hauptleitung *c* zu entleeren, d. h. nach der Atmosphäre hin zu öffnen. Das geschieht bei der Stellung *F* des Handgriffes, bei welcher *c*

Canale *m* etwas Luft nach der Bremsleitung überfliesst. Dieser geringe Luftstrom vermag indessen nicht, den Körper im Leckventile, dessen Basis eine diametrale Einkerbung trägt, zu heben und entweicht unter demselben weg in's Freie. Ein selbstthätiges Anziehen der Bremsen, welches durch ein allmähliches Entweichen der Luft in der Hauptleitung beispielsweise dann eintreten könnte, wenn die Locomotive vom Zuge getrennt ist und eine Speisung der Hilfsreservoire nicht stattfindet, wird durch das Leckventil verhindert. — Das automatische Ventil bietet, wie nachträglich bemerkt werden mag, auch die Füglichkeit, den Bremscylinder direct aus dem Hauptveservoir zu füllen, was für die leerfahrende Locomotive mit Separattender zweckmässig sein kann. Dazu ist der Vierweghahn in Fig. 7, Taf. XLV, um ein Viertel nach links zu drehen, so dass die Leitungen *d* und *e* correspondiren.

Die Bremse kann von jedem beliebigen Fahrzeuge aus, welches mit einem Hahne zum Entleeren der Hauptleitung versehen ist, in Thätigkeit gesetzt werden. — Die automatische Wirkung besteht darin, dass die Bremse bei Zugtrennungen ohne Weiteres zur Action kommt, weil mit dem Reissen auch die Evacuirung der Hauptleitung nothwendig verknüpft ist. Damit die Luft sich unter sämmtlichen Wagen aus der Leitung ergiessen könne, müssen die Absperrventile 5 der Fig. 4, Taf. XLVI, im Längsschnitte gegebenen Klauenkuppelung gegen die in Figur 5 derselben Tafel abgebildeten Einsatzstücke ausgewechselt werden. Erst mit dieser Modification der Kuppelung wird die Bremse automatisch. Das Kuppeln geschieht, indem man die beiden Hälften mit ihren inneren Flächen so aneinander bringt, dass durch eine kleine Drehung ein Ineinandergreifen der Ohren *A* und *B* erfolgt. Zur Dichtung dienen die Gummiringe 8, welche beim Lösen der Kuppelung die Ventilsitze bilden.

Jedes Reservoir ist mit einem kleinen Hahne versehen, durch welchen die Luft ausgelassen und somit die Bremsen gelöst werden können, wenn dieselben vom Hauptreservoir getrennt und zufällig angezogen sein sollten.

Bezüglich der Dimensionen ist zu erwähnen, dass der Inhalt des Hauptreservoirs 350 l beträgt, während die Hilfsreservoire rund 55 l fassen. Die Bremscylinder an Wagen und Tendern haben 250 mm Durchmesser, die Bremskolben 300 mm Vorschub. Das Hauptbremsrohr hat 19 mm, die kleinen Verbindungsrohre haben 14 mm Lichtweite.

Bei Benutzung der Bremse im fertigen Zuge sind die Wagen gekuppelt und sämmtliche Hähne im Hauptleitungsrohre mit Ausnahme des letzten unterm Schlusswagen geöffnet. Das Bremsen erfolgt entweder vermittelst des Dreiweghahnes durch die Hand des Locomotivführers oder durch die Insassen des Zuges, denen vermittelst einer durch das Innere der Wagen laufenden Schnurverbindung, welche nach dem Griffe eines Ventiles in der Hauptleitung führt, die Bremse für Gefahrfälle zugänglich gemacht ist.

Nachfolgend sollen einige Ergebnisse deutscher und englischer Versuche mit der Westinghouse-Bremse mitgetheilt werden. Die ersteren sind die vollständigsten und den Veröffentlichungen entnommen, welche über die Probefahrten vom 1. bis 4. August 1877 auf der Strecke Guntershausen-Gensungen der Main-Weser-Bahn in amtlicher Bearbeitung erschienen sind. Im Besonderen sind diejenigen Versuche hier herausgegriffen worden, welche sich auf die Bremsung auf horizontaler Strecke beziehen, weil dadurch der Vergleich mit den englischen Fahrten, welche am 22. December 1877 auf der mit sehr geringen Steigungen — bis höchstens 1 : 1200 — versehenen Linie Edinburgh-Cowlairs der North British Railway stattfanden, erleichtert wird. Leider entbehren die englischen Mittheilungen der Angaben über die Witterung

und über die Grösse des Bremsdruckes in Procenten des Schienendruckes der gebremsten Räder; es wird nur bemerkt, dass 20,45% des gesammten Zuggewichtes gebremst waren.

	Nummer des Versuches nach den Veröffentlichungen	Geschwindigkeit beim Beginn des Bremsens in Kilometern pro 1 Stunde	Vom Beginn d. Bremsens bis zum Stillstand des Zuges betrug die Gesammtzeit Secunden	der Gesammtweg Meter	Bremsdruck in Procenten des Schienendrucks der gebremsten Räder	Witterung
Deutsche Versuche vom 1.—4. August 1877.	66	63,16	19,5	194	75	trocken und schwacher Seitenwind
	44	65,57	22,1	239	58	trocken und windstill
	54	65,57	15,0	164	114	trocken und windstill
	13	68,57	23,0	255	64	trocken und schwacher Wind
	91	68,57	19,3	223	81	trocken und windstill
	68	70,18	20,0	229	78	trocken und schwacher Seitenwind
	73	71,43	21,7	249	55	feucht und windstill
	80	78,95	25,3	327	73	trocken und windstill
	14	79,47	28,0	343	68	trocken und starker Seitenwind
Englische Versuche vom 22. December 1877.	2	48,3	12,5	106,8	—	—
	3	48,3	12,5	100,0	—	—
	9	48,3	14,5	125,1	—	—
	8	49,9	12,5	105,2	—	—
	5	64,4	16,0	167,8	—	—
	6	80,1	19,0	243,4	—	—
	7	80,5	18,75	237,0	—	
	12	86,9	21,0	290,4	—	—
	10	88,6	21,0	277,6	—	—

Von der Königlichen Eisenbahndirection Hannover wird empfohlen, für die einseitig wirkenden Triebradbremsen einen höheren Druck als 50% des Schienendruckes nicht anzuwenden, weil die Triebräder auch schon durch die Reibungs-Widerstände der Maschine, durch die Kolben u. s. w., gehemmt werden. Dieser Druck wird bei den 152 mm weiten Bremscylindern mit Rücksicht auf das Uebersetzungsverhältniss 1 : 17 durch die Sectoren erreicht, wenn in den Cylindern ein mittlerer Druck von 2,8 kg pro 1 qcm herrscht, was dem Leitungsdruck von ungefähr 4 Atmosphären entspricht.

Die Vorzüge der Westinghouse-Bremse sind die Selbstwirkung bei Zugtrennungen, die Füglichkeit, sie durch die Zugbegleiter in Gang zu setzen und jederzeit ihre Wirkung zu controliren, das rasche, fast plötzliche Einsetzen der Bremse und endlich die sorgfältig durchgebildete Construction, welche Dauerhaftigkeit und stete Dienstbereitschaft verspricht. — Bei den Versuchen auf der Main-Weser-Bahn war nur selten und vereinzelt das Stillstehen der Räder, auch dann nur für wenige Secunden, zu beobachten, so dass die möglichste Schonung der Laufwerke und der Schienen verbürgt erscheint. Den Vortheilen steht gegenüber die Complicirtheit des Apparates, zu dessen vollem Verständniss das Zugpersonal nie, der Locomotivführer selten gelangen wird, der Mangel an Gleichmässigkeit der Bremswirkung, hervorgerufen durch die ungleichmässige Abnutzung der Bremsklötze, welche die Ungleichheit der Bremskolbenwege unter verschiedenen Wagen zur Folge hat, und endlich der mit

Maassgabe des Bremsklotzverschleisses vermeidet, der Erfinder wahrscheinlich durch den begründeten Wunsch gedrängt wurde, einen möglichst kurzen und daher constanten Kolbenschub zu erhalten. Die Kolbenstange ist hohl und nimmt eine Zahnstange auf, mit welcher sie vermittelst zweier Sperrscheiben gekuppelt ist. Diese Sperrscheiben verschieben sich auf den Dreieckzähnen beim Anschlage an die zugehörigen festen Knaggen des Gehäuses und bewirken damit eine Veränderung der totalen Stangenlänge.

Diese Einrichtung ist principiell nicht neu, vielmehr bereits durch die Lindner'sche Spindelbremse bekannt.

Der Cylinderdurchmesser beträgt 250 mm, der Kolbenschub 60 bis 70 mm.

§ 16. Die Luftdruckbremse von Steel. — Die Steel'sche Bremse ist der vorbeschriebenen ähnlich in Construction und Wirkungsweise. Die Locomotive, Fig. 1 auf Taf. XLVII, trägt vor dem Führerstande eine Luftpumpe *A*, welche die Luft mit einer Pressung von 6—8 Atmosphären nach dem unter der Plattform angeordneten Reservoire *D* befördert. Von hier aus werden durch die Leitungen *I* und *L* die Bremscylinder *K* zur Triebradbremse direct gespeist, die Cylinder der Wagenbremsen durch die unter dem Tender nach dem Zuge hinlaufende Rohrleitung *I*, in welche bei *F* das Druckreductionsventil, bei *G* das Regulirventil und bei *H* ein Dreiweghahn eingeschaltet ist, welcher beim Gebrauche der Bremse so gestellt wird, dass sich das Hauptrohr *I* in die Atmosphäre entleert. Die Bremscylinder, Fig. 2 und 3 auf Taf. XLVII, sind im Ruhezustande der Bremse über und unter dem Kolben *D* mit Luft gleich hoher Pressung gefüllt, wobei sich der Kolben in der Tiefstellung befindet. Die comprimirte Luft tritt durch die Hauptleitung *B* in das auf dem Kopfe des Cylinders sitzende Luftauslassventil *E*, Fig. 1 auf Taf. XLVIII, drückt das an einer Kautschukmembran im Gehäuse befestigte Ventil *H* nieder und gelangt durch dasselbe hindurch, das Ventil *G* lüftend, in den Bremscylinder. Gleichzeitig hebt sich das Ventil *I* und die Luft strömt durch das Rohr *F* in den mit dem Cylinder aus einem Stück gegossenen Behälter *A*, welcher als Hilfsreservoir fungirt. — Wird nun in der Hauptleitung eine Druckverminderung hervorgebracht, so schliessen sich die Ventile *G* und *I*, dagegen öffnet sich *H* und lässt durch die seitlichen Oeffnungen *K* im Gehäuse, Fig. 4 auf Taf. XLVII, die Luft über dem Kolben entweichen. Der vorhandene Ueberdruck auf der Gegenseite hebt den Kolben sammt Bremsgestänge, wobei die Luft aus dem Hilfsreservoire *A*, in den Cylinderraum *C* expandirt. — Soll die Bremse gelöst werden, so wird wiederum gepresste Luft in das Gehäuse und durch das Ventil *G* in den oberen Theil des Bremscylinders gegeben; der Kolben sinkt und die Bremse ist zu erneutem Gebrauche fertig. — Die Triebradbremse, Fig. 16 auf Taf. XLVI, für welche ein besonderer Dreiweghahn vorhanden ist, wird direct aus dem Hauptreservoir mit einem Drucke von 6—8 Atmosphären gespeist, während für die Tender- und Wagenbremsen ein geringerer Druck von 2—4 Atmosphären erforderlich ist. Die Druckreduction wird durch das in seiner Construction leicht verständliche Reducirventil, Fig. 17 auf Taf. XLVI, bewirkt.

Das mit dem Dreiweghahne der Hauptleitung verbundene Regulirventil, Fig. 18 auf Taf. XLVI, dient zur Regulirung des Zuströmens der Luft aus dem Hauptreservoir in die Hilfsreservoire. Es wird vom Führer mittelst des Handhebels niedergedrückt, sobald die Füllung der Reservoire rasch erfolgen soll.

Mit der Steel'schen Bremse ausgerüstete Züge sind vom 1.—4. August 1877 auf der Main-Weser-Bahn sehr vollständigen Bremsversuchen unterzogen worden,

deren Ergebnisse, soweit sie sich auf die horizontale Bahnstrecke beziehen, am Schlusse mitgetheilt sind.

Die Bremse ist automatisch; sie tritt beim Zerbrechen einzelner Leitungstheile in Thätigkeit. Sie kann von jedem Wagen aus in Gang gebracht werden, welcher mit dem Auslassventile versehen ist. Die geeignete Kuppelung dieser Ventile, z. B. durch Schnurläufe, welche in den Wagenräumen passend geführt sind, macht die Bremse den Reisenden zugänglich. — Damit festgebremste Wagen nach der Trennung vom Zuge frei gemacht werden können, trägt jedes Luftauslassventil noch einen kleinen in die Leitung *F*, rechtseitig in Fig. 1 auf Taf. XLVIII, eingeschalteten Dreiweghahn, der von Hand gestellt wird.

Als Eigenthümlichkeit ist zu bezeichnen, dass bei den Wagen jede Achse für sich gebremst wird; eine wesentliche Vereinfachung der Bremse, darin bestehend, dass jeder Wagen nur einen Bremscylinder erhält, ist von Steel selbst angegeben worden, hat jedoch nach den Mittheilungen des Fabrikanten, welcher die Ausführung für Deutschland übernommen hatte, hier keine Anwendung erfahren.

Die Dimensionen der Triebradbremse sind so gewählt, dass bei einer Pressung von 4,7 kg pro 1 qcm in den Cylindern der Bremsdruck 50 % des gesammten Schienendruckes beträgt. — Dazu ist eine Hebelübersetzung von 1 : 8 nöthig.

Zu den Versuchen auf der Main-Weser-Bahn waren von den betheiligten Verwaltungen 3 Züge, mit Steel'schen Bremsen versehen, gestellt, deren Einrichtungskosten variirten

von 3000—4500 Mark für Locomotive und Tender.
von 500—1200 Mark für jeden Bremswagen,
und von 220— 320 Mark für jeden Leitungswagen.

Es sei den Resultaten der Bremsversuche erläuternd vorausgeschickt, dass im Allgemeinen zwar einzelne Züge, bestehend aus Locomotive, Tender, einem Gepäckwagen, drei Personenwagen und zwei Zwischenwagen, gebremst wurden, dass aber einige Male auch Züge combinirt waren, z. B. bei Versuch 86 deren zwei, bei Versuch 94 deren zwei, welche ausschliesslich Bremswagen enthielten, und endlich bei Versuch 57 drei Züge.

Nummer des Versuches nach den Veröffentlichungen	Geschwindigkeit beim Beginn des Bremsens in Kilometern pro 1 Stunde	Vom Beginn d. Bremsens bis zum Stillstand des Zuges betrug		Bremsdruck in Procenten des Schienendrucks der gebremsten Räder	Witterung
		die Gesammtzeit Secunden	der Gesammtweg Meter		
56	59,70	21,0	224	76	trocken und schwacher Seitenwind
33	65,22	18,2	207	108	trocken und windstill
35	68,22	22,0	267	85	etwas feucht, windstill
76	68,98	20,9	243	83	trocken, windstill
93	70,59	22,0	272	82	trocken, schwacher Seitenwind
57	70,59	35,2	467	85	trocken, schwacher Gegenwind
78	71,43	19,0	227	100	etwas feucht, windstill
86	73,62	27,2	353	74	nass, windstill
94	79,47	20,0	273	70	trocken, schwacher Seitenwind
81	87,59	27,1	392	72	trocken und windstill

§ 17. Die Vacuumbremse von Sanders. — Die Bremse von Sanders ist eine atmosphärische, d. h. vom Atmosphärendrucke betriebene, welche dadurch zur Wirkung gelangt, dass das zu beiden Seiten des Bremskolbens vorhandene Vacuum,

das den Gleichgewichtszustand erhält, einseitig durch den natürlichen Luftdruck ersetzt wird. — Das Vacuum wird durch den auf der Locomotive, Fig. 5, auch Fig. 9 auf Taf. XLVII, angeordneten grossen Dampfstrahl-Luftsauger oder Ejector *E* erzeugt, welcher beim Oeffnen des Dampfventiles *D* innerhalb einiger Secunden in der Leitung *p* und in sämmtlichen Bremsgefässen eine Luftleere von 680—700 mm Quecksilbersäule oder 0,09 Atmosphären herstellt. — Der Bremscylinder ist in Fig. 6 abgebildet. Bei *p* mündet das Hauptrohr, bei *z* die nach dem Vacuumreservoir, deren jedes Fahrzeug eines trägt, führende Leitung. Wird die Luft aus *p* weggesogen, so wird die nämliche Luftverdünnung vermöge der ventilartig wirkenden Kolbenmanschette auch vor dem Kolben und im Reservoire eintreten, wobei sich der Kolben nach der durch die Zeichnung gegebenen Endstellung hinbewegt, das Bremsgestänge mitnimmt und die Klötze von den Rädern abhebt. Sobald dagegen atmosphärische Luft in die Leitung einströmt, was in der Regel durch das Oeffnen der Luftklappe *L* am Führerstande, Fig. 8 auf Taf. XLVII, geschieht, dichtet die Manschette gegen die Cylinderwandung ab und der Kolben wird vorgeschoben. Die an sich geringe Compression des Cylinderinhaltes, welche hierbei eintritt, wird durch das angeschlossene Vacuumreservoir vollends unschädlich gemacht.

Die Bremse ist selbstthätig, weil eine Zugtrennung nothwendig mit der Zerstörung der Hauptleitung verbunden ist, welche durch keine Zwischenstücke mit beweglichen Theilen verengt, der Luft den unmittelbarsten Zutritt zu den Bremscylindern darbietet. Die Kuppelung der Hauptrohrstücke von Wagen zu Wagen, Fig. 11 und 12 auf Taf. XLVII, ist eine sehr einfache. Zwei gleich kurze Rohrstücke von Eisen mit Gummidichtung an den Stirnflächen sind seitlich mit je einem Zapfen und einem Zapfenloche versehen. Durch Anheben der beiden Schläuche und Hineinschieben des Zapfens der einen Kuppelungshälfte in das entsprechende Loch der andern wird das Ankuppeln vollzogen. Die Kuppelung haftet vorerst durch Klemmung, wird aber nach Herstellung des Vacuums durch die äussere Luft dicht zusammengepresst.

Um das für die Dienstbereitschaft der Bremse erforderliche Vacuum zu unterhalten, ist auf der Locomotive noch ein kleiner Ejector *e*, Fig. 5 und 10, Taf. XLVII. mit angeschraubtem Dampfventile vorhanden. Die Saugeöffnungen der Ejectoren sind durch eingeschaltete Rückschlagventile *R* und *r*, welche das Eindringen von Luft beim Abstellen der Injectoren verhindern, mit der Hauptleitung verbunden. — Mit dem Reservoirraume communicirt noch ein Rohr, welches durch die kleine Luftklappe *l*, Fig. 13, Taf. XLVII, geschlossen wird. Hier kann von Hand Luft eingelassen werden, um beim Ausrangiren eines Wagens aus dem gebremsten Zuge die Bremsklötze zu lösen.

Die Triebradbremse wird nicht mit Luft, sondern mit Dampf betrieben, weil andernfalls die Cylinder sehr grosse Dimensionen erhalten müssten. Der Dampfcylinder *S* in Fig. 5, durch das Dampfventil *d* gespeist, ist in Fig. 7, Taf. XLVII, im Detail gezeichnet. Seine Lichtweite beträgt 200 mm. Kolben und Bremsgestänge sind im Ruhezustande durch die axial im Innern angeordnete Spiralfeder gehoben.

Der Durchmesser der Luftcylinder für Wagen ist 430 mm, für Tender 500 mm, das Vacuumreservoir fasst 96 l. — Die Sander'sche Bremse ist sehr einfach und wird deshalb nur wenig Reparaturen erfordern. Die Ejectoren als Erzeuger der Bremskraft sind gänzlich ohne bewegte Theile und der Abnutzung nicht unterworfen. Die Gummimanschetten der Bremskolben sind stark mit Graphit imprägnirt und bedürfen keiner besonderen Schmierung. Die Cylinder sind drehbar aufgehängt, so

dass die Kolben sehr leicht der Bewegung des Gestänges folgen können und die Reibung äusserst gering ist.

Die Bremse kann von jeder Stelle des Zuges durch Oeffnung eines mit der Hauptleitung communicirenden Lufteinlasses in Thätigkeit gesetzt werden. — Sie ist continuirlich, da die Wirkung von einem Wagen zum andern erfolgt.

Ein Vorzug des Apparates besteht darin, dass sich der Locomotivführer während der Fahrt jederzeit durch Beobachten des Vacuummeters V (in Fig. 5) von dem Zustande der Bremsen überzeugen kann. Dieses controlirbare Maass der Luftleere ist vollständig ausreichend für die Beurtheilung der beabsichtigten Bremswirkung, welche stets unterhalb derjenigen Grenze gehalten werden kann, die ein schädliches Schleifen der Räder hervorruft.

Der Dampfverbrauch des kleinen Ejectors, welcher nach den Angaben des Constructeurs bereits in 48 Secunden ein Vacuum von 600 mm Quecksilber bei Zügen mittlerer Länge erzeugt, berechnet sich auf 39 kg pro Stunde, entsprechend einem Kohlenverbrauch von 5,5 kg. Nur in wenigen Fällen wird die Anstellung des grossen Ejectors Bedürfniss sein.

Die Sander'sche Bremse erfreut sich nach den Ansichten englischer Fachleute in England, nachdem die Great Western-Bahn 1876 die ersten Versuche damit angestellt hatte, bereits jetzt einer namhaften Verbreitung. Die Midland-Eisenbahn hat neuerdings den Uebergang von Westinghouse's zu Sanders' System anbahnend, das Patent zur allgemeinen Anwendung auf ihren Linien angekauft.

In Deutschland sind die Schnellzüge der Berlin-Hamburger Bahn, ebenso die Züge auf einigen Strecken der Hannoverschen Staatsbahn mit Sanders' Bremse versehen worden.

Die Ausrüstungskosten werden zu 2000 Mark für Locomotive und Tender, 600 Mark für den Bremswagen und 150 Mark für den Leitungswagen angegeben.

§ 18. Die mechanische Bremse von Heberlein. — (Fig. 5 auf Taf. XLIX, Fig. 8[a] und 8[b] auf Taf. XLVIII.) Bei dieser Bremse wird das Bewegungsmoment der Fahrzeuge selbst zur Hervorbringung der Bremskraft benutzt. — Auf einer beliebigen Achse einer Locomotive, eines Tenders oder eines Wagens, in der Zeichnung auf der mittleren Tenderachse, ist eine Scheibe fest aufgekeilt, vor welcher eine Frictionsrolle liegt, die in einem drehbaren Gestelle gelagert ist, so dass die Rolle an die Scheibe angepresst oder bei der entgegengesetzten Bewegung von dieser entfernt werden kann. Die Rolle wird von der Achsscheibe in rotirende Bewegung versetzt und dadurch eine Kette aufgewickelt, welche mit den Bremshebeln in Verbindung steht. Durch die Richtung der Kette wird bei Aufwickelung derselben ein selbstthätiges Aneinanderpressen der beiden Frictionsrollen und dadurch eine Kraftvermehrung bis zu der gewünschten Grösse erzielt. — Im Falle eines Bruches der Ausrückvorrichtung werden die Bremsklötze an die Räder gedrückt.

Die Bremse, soweit sie Einrichtungen an den Wagen erfordert, ist bereits in Band II dieses Werkes pag. 294 beschrieben worden. Hier sei nur auf die Art und Weise hingewiesen, wie die Continuität hergestellt ist. Die Rahmen der Frictionsrolle hängen während der Fahrt in einer über den ganzen Zug laufenden, straff gespannten Leine; lässt der Locomotivführer oder Zugführer diese nach, oder reisst die Leine infolge einer Zugstrennung, so fallen die Frictionsrollen gegen die Antriebscheiben und die Wirkung der Bremse ist nahezu momentan, weil die zum Niedersinken der Rollrahmen erforderliche Zeit gering ist.

Das Losbremsen eines einzelnen Wagens erfolgt durch die Hebung des Rollenrahmens vermittelst des an der Auslösstange befindlichen Handgriffs mit Haken. Das Anspannen der Leine beim zusammengestellten Zuge geschieht mittelst des auf der Locomotive zu Händen des Führers befindlichen Frictionshaspels, Fig. 8ª und 8ᵇ auf Taf. XLVIII. Die Trommel *T* dieses Haspels sitzt lose auf der bei l_1 und l_2 gelagerten Achse, mit welcher sie jedoch fest verkuppelt wird, sobald bei einer kurzen Rechtsdrehung der Kurbel *K* der mit Muttergewinde versehene Conus *K* durch den Anzug des Achsgewindes gegen die innere Trommelwand angedrückt wird. Im weiteren Verlaufe der Drehung wird die Leine aufgewickelt. — Sperrrad und Sperrkegel verhindern die selbstthätige Lösung des gespannten Bremsseiles. Sollen die Bremsen angezogen werden, so genügt ein kleiner Rückstoss auf die Kurbel, um die Trommel von dem durch die Sperrvorrichtung gehaltenen Conus zu lösen und die Leine ablaufen zu lassen.

Der Frictionsapparat an der Locomotive, falls deren Triebräder gebremst werden sollen, ist denen an den Wagen durchaus ähnlich und wird gewöhnlich an der (ungekuppelten) Vorderachse angebracht.

Die Resultate einiger Versuche, welche mit Heberlein-Bremse versehene Züge bei den mehrerwähnten Concurrenzfahrten auf der Main-Weser-Bahn ergaben, sind am Schlusse notirt. Die vollständige Brauchbarkeit der Bremse wurde damals dargethan, dagegen auch die ungleich schwierigere Handhabung derselben im Vergleich zu den Luftbremsen erkannt. — Seitdem sind die Bemühungen der Heberlein »self acting railway brake company« noch fortgesetzt mit Erfolg auf Verbesserungen der Detailconstruction gerichtet gewesen. Diese beziehen sich auf Vereinfachungen der Brems-Leinen-Einrichtung und der Einführung der Gussstahlringe für die Frictionsrollen statt der früher angewendeten Hartgussringe, welche bei längerem Gebrauche flache Stellen zeigten. Die Bremsleine wird jedem Wagen als Ausrüstungsstück beigegeben.[2])

Der älteren Heberlein-Bremse konnte mit Recht vorgeworfen werden, dass sie eine Regulirung der Bremskraft nicht gestatte. Die beschriebene Auslösung neuerer Construction ermöglicht es dem Führer recht wohl, durch Anziehen der Leine die Bremswirkung zu moderiren oder ganz einzustellen, um durch eine rasche Aufeinanderfolge einzelner kurzer Bremsperioden, deren Intensität verschieden, jede Variation des Effectes zu erreichen.

Die Bremse ist demnach brauchbar ebensowohl zur beschleunigten Stellung des Zuges in Gefahrfällen, als zur Regulirung der Geschwindigkeit auf Gefällstrecken und beim Einfahren in die Stationen. — Zu erwähnen ist, dass die Bremse viele bewegte Theile besitzt und complicirter ist als die oben behandelte Sander-Bremse. Ihre wesentlichen Vorzüge aber und das rationelle Princip, die lebendige Kraft des Zuges als Bremsmittel zu benutzen, haben ihr Eingang in Deutschland verschafft. Sie ist im Bereiche der Preussischen Staatsbahnen auf den Linien Saarbrücken-Trier-Coblenz, Berlin-Breslau, Bremen-Hannover, Deutz-Remscheid, Remscheid-Münch-Gladbach, Deutz-Giessen u. a. in Anwendung.

Die Einrichtungskosten betragen 1600—2000 Mark für die Locomotive und Tender, falls diese direct gebremst werden sollen, 500 Mark für den Bremswagen und 20 Mark für den Leitungswagen.

---

[2]) In allerneuester Zeit wurde die Heberlein-Bremse noch dahin verbessert, dass die Locomotive mit einem eignen gänzlich unabhängigen Apparate versehen wurde und dass die Tenderbremse gleichzeitig mit den gesammten Bremsen des Zuges bedient wird. Anmerk. d. Redaction.

Versuche mit der Heberlein'schen Bremse vom 1.—4. August 1876 auf der Main-Weser-Bahn.

Nummer des Versuches nach den Veröffentlichungen	Geschwindigkeit beim Beginne des Bremsens in Kilometern pro 1 Stunde	Vom Beginn d. Bremsens bis zum Stillstand des Zuges betrug die Gesammtzeit Secunden	der Gesammtweg Meter	Bremsdruck in Procenten des Schienendrucks der gebremsten Räder.	Witterung	Bemerkungen.
72	57,14	25,8	244	53	feucht und windstill	nur Maschine und Tender wurden gebremst
2	60,91	20,0	194	82	trocken, schwacher Seitenwind.	—
23	61,22	26,6	271	48	trocken und windstill	von der Maschine aus wurde nicht gebremst
83	61,22	15,3	154	75	trocken und windstill	der Regulator blieb geöffnet bis zum Stillstand
20	63,16	18,0	192	75	trocken und windstill	—
18	64,86	19,0	202	82	trocken und windstill	—
24	69,77	26,6	311	90	trocken und windstill	zwei Züge waren combinirt
70	70,18	27,8	313	66	trocken, schwacher Seitenwind	bei geöffnetem Regulator
3	81,08	25,0	337	62	trocken, schwacher Seitenwind	—

§ 19. Die Kettenbremse von Becker. — Diese von dem vormaligen Centralinspector der Kaiser Ferdinands-Nordbahn ausgeführte Bremse soll hier nur flüchtige Erwähnung finden, weil sie als eigentliche Locomotivbremse nicht zur Anwendung gekommen ist, obwohl auch diese Anwendung nicht ausgeschlossen erscheint. Die Beziehungen zur Heberlein'schen Bremse, mit welcher sie das Princip gemein hat, die lebendige Kraft der bewegten Fahrzeuge zur Bremsung zu benutzen, sind offenbar. Becker erspart die auf die Wagenachse aufgekeilte Rolle und ersetzt sie durch die Laufflăche oder den Spurkranz des sich drehenden Rades, mit welchem die auf einer beweglich aufgehängten Welle sitzende Frictionsscheibe in Contact gebracht wird, die Rotation aufnimmt und die auf der Welle befestigte Kette zum Bremsgestänge anzieht. Zu dieser Anspannvorrichtung gehört ein Schaltapparat, in einer oberhalb der Frictionsrolle gelagerten Scheibe mit Kettenspuren bestehend, an welcher die erstere derart aufgehängt ist, dass sie durch eine Drehung der Schaltrolle dem Rade genähert oder vom Rade abgezogen werden kann. Die Drehung der Schaltrollen wird durch die unter dem Zuge hinlaufende, einige Male umgelegte Kette bewirkt und damit die Continuität der Bremse hergestellt. — Eine Bewegung der Kette nimmt die Schaltrollen mit, diese heben und senken die Frictionsscheiben. — Die Schaltkette wird mittelst der Hebevorrichtung bewegt, an jedem Wagen befindlich, von welchem aus der Zug gebremst werden soll. — Die Kette läuft zwischen drei in einem Gehäuse vereinigten Rollen hindurch, von denen die äusseren fest sind, während die mittlere von einer Gabelstange, welche zum Bremserstande führt, gefasst wird und auf und nieder bewegt werden kann. Die Stange endet in eine Spindel; diese wird mittelst eines Griffrades, welches mit einer zweitheiligen Mutter in Ver-

Die Bremse ist streng genommen eine atmosphärische, weil der Druck der äusseren Luft die Bewegung der Bremstheile veranlasst, sobald in der unter dem Zuge hingeführten Hauptleitung eine Luftverdünnung erzeugt wird. — Die Vacuum-Bremscylinder, *F* in Fig. 3, in Fig. 4[b] halb durchschnitten im Detail gezeichnet, sind aus Kautschuk gefertigt, durch eiserne Ringe *C* verstärkt und mit gusseisernen Deckeln *D* und *E* versehen. Der obere *D*, in welchen das Hauptrohr mündet, hat zur Befestigung am Wagengestelle geeignete Flantschen, an den unteren beweglichen *E* ist das Bremsgestänge angeschlossen.

Die Entleerung der Hauptleitung erfolgt durch Anstellen des Ejectors *A*, Fig. 4[a]. Taf. XLIX. Das erforderliche Vacuum von $^1/_2$ bis $^1/_3$ Atmosphäre ist rasch erzielt; der bewegliche Boden drückt den Gummibehälter zusammen, wobei sich die Falten aneinanderlegen, und hebt den Bremshebel (*G* in Fig. 3), der die Zugstangen und Bremsklötze mitnimmt. — Sollen die Bremsen gelöst werden, so wird das Ejectorventil *B* in Fig. 3 geschlossen, und die Druckdifferenz, welche zwischen der im Gummibehälter befindlichen Luft und der freien Atmosphäre herrscht, durch Oeffnen einer oder zweier Luftklappen *E* auf der Locomotive aufgehoben. Hierbei werden sämmtliche Bremstheile durch das Gegengewicht in ihre ursprüngliche Lage zurückgeführt. — Das Vacuum, welches mit dem Ejector erreicht werden kann, beträgt 0,67 kg pro 1 qcm und giebt für die Triebradbremse bei einem Uebersetzungsverhältnisse von 1 : 10 einen Bremsdruck von 50 % des Schienendruckes, für die Tenderbremse bei dem vorhandenen Uebersetzungsverhältnisse 1 : 4,5 71 % des zugehörigen Schienendruckes.

Die Smith'sche Bremse ist ausserordentlich einfach, aber sie ist nicht automatisch und kann nur von der Locomotive aus angestellt werden. Der Versuch, mittelst eines im Gepäckwagen befindlichen Pumpapparates die Luftleere zu erzeugen ist missglückt.

Die mannigfachen Unvollkommenheiten der Bremse haben das Streben nach Verbesserung wachgerufen und zu der im Jahre 1877 von J. Hardy in Wien construirten Bremse geführt, welche in § 22 beschrieben werden soll. Das neue System wird häufig mit dem gemeinschaftlichen Namen »Smith-Hardy« bezeichnet.

Die mit der Smith'schen Bremse bei den mehrerwähnten Versuchen auf der Main-Weser-Bahn und zwar auf horizontaler Bremsstrecke gewonnenen Resultate lassen sich wie folgt zusammenstellen:

Nummer des Versuches nach den Veröffentlichungen	Geschwindigkeit beim Beginn des Bremsens in Kilogramm pro 1 Stunde	Von dem Beginn des Bremsens bis zum Stillstand des Zuges betrug die Zeit Secunden	der Weg Meter	Bremsdruck in Procenten des Schienendruckes der gebremsten Räder	Witterung	Bemerkungen
28	56,07	23,4	225	65	trocken und windstill	—
50	61,22	26,3	270	54	trocken und windstill	—
62	63,16	25,6	268	59	trocken und mittelstarker Seitenwind	—
59	63,49	22,5	235	75	trocken und schwacher Gegenwind	—
6	64,86	34,0	354	49	trocken und schwacher Seitenwind	—
39	64,86	27,0	307	57	nass und schwacher Seitenwind	—

Nummer des Versuches nach den Veröffentlichungen	Geschwindigkeit beim Beginn des Bremsens in Kilometern pro 1 Stunde	Von dem Beginn des Bremsens bis zum Stillstand des Zuges betrug die Zeit Secunden	der Weg Meter	Bremsdruck in Procenten des Schienendruckes der gebremsten Räder	Witterung	Bemerkungen
8	65,22	30,6	326	54	trocken und schwacher Seitenwind	—
52	67,04	34,0	366	48	trocken und windstill	ohne Benutzung der Triebradbremse
60	68,57	37,3	427	55	trocken und schwacher Gegenwind	4 Züge waren combinirt
85	68,57	27,0	299	58	trocken und windstill	—
16	69,37	33,0	366	50	trocken und schwacher Gegenwind	—
31	69,77	35,6	421	61	trocken und windstill	3 Züge waren combinirt
30	70,18	28,8	334	63	trocken und windstill	—
64	71,43	29,0	330	60	Seitenwind	—
42	78,43	34,0	439	58	nass und windstill	2 Züge waren combinirt
9	93,02	47,6	694	43	trocken u. ziemlich starker Seitenwind	—

Die Ausrüstungskosten der dazu verwendeten Züge betrugen im Durchschnitt 2300 Mark für Locomotive und Tender, 460 Mark für den gebremsten Personen- oder Gepäckwagen und 130 Mark für jeden Zwischenwagen.

§ 22. Die Vacuumbremse von Hardy. — Die in Fig. 2 auf Taf. XLVIII dargestellte Anordnung einer Locomotive der Oesterreichischen Südbahn mit Hardy's Bremse zeigt zunächst bei 4 den zur Herstellung des Vacuums erforderlichen Doppelejector, welcher durch das am Dampfdom befestigte Dampfventil 3 gespeist wird. Der Locomotivführer regiert das Ventil durch die Zugstange 2 mittelst des in einen Zahnbogen einklinkbaren Handhebels 1. Mit der Zugstange ist ausserdem der Hebel 1ª verbunden, welcher durch die über den ganzen Zug hinlaufende Bremsleine angezogen werden kann und damit die Ingangsetzung der Bremse von einem beliebigen Wagen aus ermöglicht. Der Ejector *A*, Fig. 1 auf Taf. XLIX, aus Gusseisen mit Metalldüsen gefertigt, hat eine einzige Dampfeinströmung bei *a*; durch die Oeffnung *b* gelangt der Dampf in den zweiten Ejector. Bei *d* ist die Wagenleitung, bei *e* die Tenderleitung angeschlossen. Es ist der Zweck der Trennung dieser Ejectoren, in der längeren Wagenleitung rascher das nöthige Vacuum zu erreichen und im Falle der Undichtheit einer Leitung wenigstens die andere intact zu erhalten. Zum Abfliessen des Condensationswassers ist der Doppelejector bei *f* mit einer kleinen Oeffnung versehen, ausserdem aber auch unter der Locomotive an der tiefsten Stelle jeder Rohrleitung je ein kleines Ablassventil 13 in Fig. 2, Taf. XLVIII, angebracht, welches sich nur während der Erzeugung des Vacuums schliesst. Figur 5ª und 5ᵇ geben das zugehörige Detail. Die unweit der Ejectoren in die Rohrleitung eingeschalteten Luftsaugklappen 15, Fig. 2 auf Taf. XLIX, sollen das Vacuum in den Leitungen und den Bremscylindern noch eine Zeit lang bewahren, nachdem das Dampfventil geschlossen wurde.

Unter dem Zuge entlang geht eine einzige Leitung, aus Eisenröhren von 51 mm Lichtweite bestehend. Die Verbindung zwischen den Wagen erfolgt mittelst Kautschukschläuchen, welche durch eine Eisendrahtspirale vor dem Eindrücken geschützt werden. — Die Kuppelungsmuffen *G*, Fig. 6ª und 6ᵇ auf Taf. XLVIII, sind Zwittermuffen, welche aus messingenen Rohrstücken bestehen, deren halbcylindrige Verlängerungen genau in die entsprechende gegenüberliegende Muffe passen. In der Muffenflantsche *b* liegt ein Kautschukring. Die verkuppelten Muffenhälften werden durch die Klammern *c* in axialer Richtung zusammengehalten. — Figur 7ª und 7ᵇ zeigen den Schlauchmuffen ähnliche Blindmuffen, deren jeder Tender eine, jeder Wagen zwei besitzt.

Besondere Beachtung verdient die Construction der Vacuumcylinder 7 (Fig. 2 auf Taf. XLVIII), Fig. 3ª im Durchschnitte dargestellt. Sie involvirt den wesentlichsten Fortschritt gegen die ältere Anordnung von Smith. Die Cylinder bestehen aus zwei runden gusseisernen Schalen, welche durch die Flantschen *a* miteinander verschraubt sind. Die obere Schale *b*, in welche bei *h* das Anschlussrohr zur Hauptleitung mündet, trägt vier angegossene Knaggen *g*, mittelst deren der Cylinder am Wagengestelle befestigt wird. Die untere Schale *b* hat ein 150 mm weites Kreisloche, durch welches die atmosphärische Luft eintritt und die mit eisernen Platten armirte, zwischen die Flantschen *a* gespannte Diaphragmascheibe hebt, wenn die Luft aus der Oberschale weggesogen wird. Die Scheibe ist von Leder, nicht von Kautschuk, wie die der Herren Du Tremblay und Martin, die obere Platte mit stark abgerundeten Kanten aus Gusseisen, die untere aus Eisenblech. Gemeinschaftlich verbunden sind sie durch den Schraubkloben *f*, in welchen auch das Bremsgestänge eingehängt ist. Die Vorgänge beim Bremsen sind ganz die im vorigen Paragraph geschilderten. Die Lösung der Bremse tritt ein, wenn die am Führerstande befindliche doppelte Luftklappe 11, Fig. 2, 4ª und 4ᵇ auf Taf. XLVIII, geöffnet wird, was das Füllen der Leitung und der Luftcylinder unter atmosphärischem Drucke und die Senkung der Gestänge durch das Eigengewicht zur Folge hat. Locomotiven und Tender haben zwei Vacuumcylinder von 450 mm Kolbendurchmesser, die Wagen je einen von 390 mm Kolbendurchmesser. Das erzeugte Vacuum beträgt unter normalen Umständen 500 mm (0,34 kg pro 1 qcm), bei dem Maximaldampfdruck von 9 Atmosphären und vollkommen trockenem Dampfe 580—600 mm (0,21 kg pro 1 qcm). Der Locomotivführer hat die Regulirung der Luftleere vermittelst des Dampfventils zum Ejector ganz in der Hand. Ein Vacuummeter, welches direct mit der Leitung in Verbindung steht, giebt ihm die Möglichkeit, sich jederzeit von dem guten Zustande der Bremsen zu überzeugen und den Druck zu beurtheilen, mit welchem er bremst. — Diese stete Controle ist von hohem Werthe.

Die Hardy'sche Bremse wird von allen Bahnen, welche in grösserem Umfange damit Versuche gemacht haben, als sehr brauchbar gerühmt. Die Oesterreichische Südbahn betreibt damit ihre Gebirgsstrecken (Semmering, Brenner, Pusterthal etc.) seit Jahren erfolgreich. — Andere grosse Bahnen in Oesterreich, in Frankreich die Nordbahn und die Paris-Lyoner Eisenbahn sind mit der Einrichtung gleichfalls zufrieden. Die Wirkung wird als sehr energisch bezeichnet. In England sind Züge mit Hardy's Bremse bei 90 Kilometer Geschwindigkeit schon auf 300 Meter stehen geblieben.

Die Resultate französischer Probefahrten seien hier mitgetheilt.

Bahn	Datum	Geschwindigkeit beim Beginn des Bremsens in Kilometern pro Stunde	Von dem Beginn des Bremsens bis zum Stillstand des Zuges betrug: die Zeit Secunden	der Weg Meter	Witterung	Bemerkungen
Chemin de fer de Lyon	1. April 1879	40	18	135	Regen	ohne Gegendampfbremse
		40	17	128		mit - -
		49	20	188		ohne - -
		63	19	193		ohne - -
		70	21	218		mit - -
		80	23	285		mit - -
		94	32	465		ohne - -
Chemin de fer du Nord	5. Mai 1879	45	16	128	Sehr schön und trocken	es bremste ein Reisender aus einem Wagen erster Classe
		50	18	162		der Conducteur im letzten Wagen bremste
		57	19	205		der Locomotivführer bremste
		63,5	19	184		Reisende bremsten
		67	22	262		es bremste der Locomotivführer
		70	21	273		es bremste der Locomotivführer
		75	21	253		es bremste der Locomotivführer
		92	28	410		der Regulator der Locomotive blieb geöffnet
		100	27	430		der Locomotivführer bremste

Der Bremsdruck bei diesen Versuchen variirt zwischen 50 und 60 % des bremsbaren Gewichtes.

Bezüglich der Kosten, welche die Bremseinrichtung erfordert, sei hinzugefügt, dass nach den Preissätzen, für welche die Vacuum-Bremse-Compagnie in Wien sämmtliche Bremsbestandtheile liefert, der Gesammtbetrag incl. der Montagelöhne sich auf

2000 Mark für die Locomotive mit Tender,
290 Mark für jeden Bremswagen,
110 Mark für den Zwischenwagen ohne Bremse

beläuft.

Die Betriebskosten der Bremse sind sehr gering; soweit sie vom Dampfverbrauch herrühren, kaum bestimmbar, weil der Ejector höchstens 20 Secunden in Thätigkeit ist. Der Aufwand für Erneuerung ist unbedeutend, da selten Veranlassung zu Reparaturen vorhanden ist und selbst die Kautschukschläuche jahrelang dauern.

§ 23. Schlussbemerkungen. Eine erschöpfende Schilderung aller in den letzten Jahren bekannt gewordenen Bremsvorrichtungen, soweit sie mit der Locomotive in Verbindung stehen, war im Vorhergehenden nicht beabsichtigt. Die Gründe für die Ausschliessung der überdies pag. 297 des II. Bandes dieses Werkes behandelten hydrostatischen Bremsen wurden schon einleitungsweise angeführt. — In dem erwähnten Bande pag. 296 ist auch die electrische Bremse beschrieben. Es scheint, dass sich diese Bremse zunächst noch keinen rechten Eingang zu schaffen vermag und in der nächsten Zeit noch nicht mit anderen Systemen in Concurrenz treten wird.

Von den Handbremsen wird die Exter'sche Modification nicht leicht verdrängt werden und namentlich für Rangir- und Tenderlocomotiven noch lange ein unentbehrliches Requisit bleiben. — Von den Compressions-Bremsen behauptet die einfache und wirksame Vorrichtung Le Chatelier's den Vorrang.

von Rösslerstamm, Hemmung der Eisenbahnzüge durch Absperren der Dampfabströmung an den Locomotiven. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1860, p. 158.

Sander's automatische Vacuumbremse. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 71.

Scheffler, Dr., Die Wirkung zwischen Schiene und Rad. Braunschweig, Buchhandlung von Vieweg und Sohn, 1868.

Schmidt, Ueber Anwendung des Gegendampfes zum Bremsen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XIV., p. 778.

E. Schrabetz' automatische continuirliche Bremse für Eisenbahnfahrzeuge. Uhland's praktischer Maschinen-Constructeur 1881, p. 263.

Smith's Vacuumbremse auf der Berg.-Märk. Eisenbahn. Von H. v. Waldegg. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 207.

Steel's Luftdruckbremse. Von Heusinger von Waldegg. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 27.

Ueber continuirliche Eisenbahnbremsen. Entgegnung der Westinghouse Continuous Brake Company auf J. G. Hardy's Flugschriften. Wien 1880, Verlag von E. Seeligmann.

Ueber die Theorie der Wirkung der Bremsen auf die Räder eines Eisenbahnzuges. Von W. R. Browne. Organ für Eisenbahnwesen 1879, p. 193.

Ueber die Wirkung der Bremsen auf Eisenbahnzüge. Von Douglas Galton. Organ für Eisenbahnwesen 1879, p. 152.

Vergleichende Versuche mit verschiedenen Bremssystemen. Vom Ingenieur Rumschöttel. Organ für Eisenbahnwesen 1877, p. 268.

Die Versuche mit continuirlichen Bremsen, angestellt auf der Bahnstrecke der Main-Weser-Bahn Guntershausen-Gensungen bei Cassel vom 1.—4. August 1877 und deren Resultate. Nach dem Beschlusse der theilnehmenden Bahnen bearbeitet vom Obermaschinenmeister Büte in Cassel. Gedruckt bei H. Fränkel & Co. in Cassel.

Versuche mit continuirlichen Bremsen auf englischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 64.

Versuche über die Bremswirkung bei wechselnder Geschwindigkeit der gleitenden Reibungsflächen. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 231.

Westinghouse's atmosphärische Eisenbahnbremse in Anwendung in England. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 36.

Westinghouse, Description and Drawings of the Westinghouse airbrake. Liverpool, 4 Clayton square.

Westinghouse's selbstthätige Luftbremse. Vom Ingenieur Rumschöttel. Organ für Eisenbahnwesen. 1877, p. 265.

Zeh's Dampfabsperrvorrichtung bei Locomotiven zur Hemmung der Züge. Zeitschrift des österreichischen Ingenieurvereins 1860, Heft 8.

---

also ungefähr denselben Schutz gewährte, wie die überhöhten Feuerkisten nach Norris, welche lange Zeit zugleich als das Vollkommenste von Schutzmitteln galten. Ein solcher Schirm ist in Fig. 1 dargestellt.

Nach und nach wurden diese geraden Blechschirme nach hinten etwas zurückspringend ausgeführt, und zwar an den Seiten sowohl, als an der Oberkante, wie durch die Figuren 2 und 3 dargestellt ist. Die Badische Staatsbahnverwaltung ging einen Schritt weiter, indem sie auch bei den Locomotiven mit hohen Feuerkisten zu

Fig. 1.

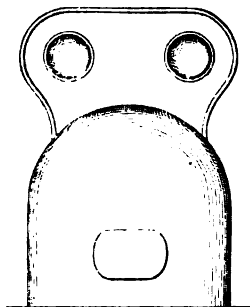


Fig. 2.

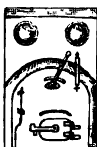


Fig. 3.

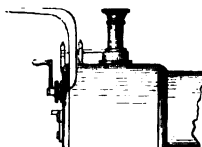


Fig. 4.

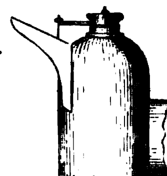
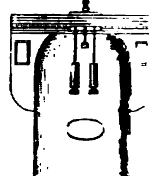


Fig. 5.



beiden Seiten derselben Schutzbleche anbringen liess, welche bis an die Aussenkante des Führerstandes reichten und mit kleinen Fenstern versehen waren. Später wurde dieser Schirm, ähnlich wie bei den Maschinen mit niedriger Feuerkiste, mit einer nach hinten vorspringenden Kappe versehen, so dass der Führer von vorn fast gänzlich vor Regen, Schnee und Sturmwind gedeckt war. Diese Kappe wurde nach und nach verlängert, bis der Schutzschirm die in Fig. 4 und 5 dargestellte Form erhielt. Auf der Badischen, Main-Neckar- und mehreren anderen Eisenbahnen sind solche Schirme in vielen Exemplaren ausgeführt. Aehnliche Schirme wurden auch bei den Maschinen mit niedriger Feuerkiste angebracht, welche durch Stützen in ihrer Lage festgehalten wurden, und noch heute sind auf mehreren, namentlich mitteldeutschen und französischen Eisenbahnen Maschinen mit solchen Schutzschirmen im Betriebe. Dieselben erwarben sich ihrer Zeit die vollste Beachtung und wurden von den Locomotivführern mit Jubel begrüsst.

Indessen war die Aufgabe hierdurch doch erst halb gelöst. Der Führer wurde allerdings von oben und vorn geschützt; bei Regen und Sturm war er nach wie vor ungedeckt, da Regen und Wind nicht immer von vorn kommen. Jedoch hielt man es für bedenklich, die Seitenwände des Führerstandes bis zum Dach hinaufzuführen, indem man befürchtete, dass dem Führer die stetige Beobachtung des gangbaren Zeugs dadurch erschwert und auch der beim Einfeuern aus der Feuerthür schlagende Rauch zu langsam abziehen und den Führer zu stark belästigen werde.

Die Mecklenburgische Eisenbahn streifte diese Befürchtungen zuerst ab, indem sie im Jahre 1860 damit voranging, statt des Schutzschirmes ein Häuschen über dem Führerstande zu erbauen, welches nur an der Hinterseite offen, sonst aber nach allen Seiten hin völlig geschlossen war. Dadurch wurde der Führer in den Stand gesetzt, unter allen Umständen, von Wind und Wetter unberührt, seinen Dienst mit vollster Aufmerksamkeit und Sicherheit zu verrichten. Verfasser dieses theilte darüber im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrgang 1861, pag. 113, die dabei gemachten Erfahrungen mit, und da dieselben noch heute anerkannt werden, auch die

Form des Häuschens im Allgemeinen sich auf den deutschen und anderen Eisenbahnen eingebürgert hat, so mag diese Mittheilung nebst Zeichnung (Fig. 3 und 4 auf Taf. L) hier eine Stelle finden:

Wenn zum Schutze des Locomotivführerpersonals gegen die Ungunst des Wetters bei Ausübung seines Dienstes bisher weniger geschehen ist, als zum Schutze des auf den Wagen functionirenden Zugbegleitungspersonals, und die Rücksichtnahme auf die Conservirung des Gesundheitszustandes der Locomotivführer billigerweise fordern sollte, so liegt der Grund dafür wohl zumeist in der Befürchtung, dass durch eine Umwehrung des Locomotivführerstandes die Sicherheit des Zuges leiden könnte. Bedenkt man indess, dass selbst der nüchterne, solide Führer von guter Körperconstitution sich nie so gegen das Wetter abhärtet, dass er bei freiem Stande im Unwetter oder Frost seine volle Energie und Aufmerksamkeit bis zu Ende einer strengen Tour fesseln kann, dass es ihm bei Regen und Sturm, Schnee- und Hagelfall, beim Ausströmen von schmutzigem Condensationswasser aus dem Schornsteine oft rein unmöglich ist, auszuschauen, um die Maschine, die Bahn und Signale zu beobachten, und dass diese Uebelstände bei einem zweckmässigen Schirme bedeutend weniger oder gar nicht eintreten, so muss diese Befürchtung schwinden.

Wie Versuche auf diesseitiger Bahn mit zwei Personenzugmaschinen, welche seit Anfang Januars (1861) mit bedecktem Führerstande bis jetzt beständig im Dienste waren, gezeigt haben, tritt auch nicht der geringste Uebelstand dadurch zu Tage, wogegen die Vortheile in Bezug auf das Wohlbefinden der Führer und die Sicherheit, womit dieselben unter allen Verhältnissen ihrer Instruction nachkommen konnten, so evident sind, dass ein besserer Schutz der Führer aus Sanitäts- und sicherheitspolizeilichen Rücksichten geboten sein sollte.

Die in den Figuren 3 und 4 auf Tafel L in zwei Ansichten dargestellte Schutzvorrichtung gestattet den Führern das Beobachten aller Theile der Maschine und der Bahn, belästigt sie bei ihren Manipulationen in keiner Beziehung und schützt dieselben gegen alle Einflüsse der Witterung zu allen Jahreszeiten. Die hintere Seite des Führerstandes ist offen, die vorderen Fenster sind zum Oeffnen nach innen, die seitlichen ausserdem zum Losnehmen eingerichtet, um sie bei der Sommerhitze in die an den Seiten angebrachten Taschen stellen zu können. Die über den vorhandenen Seitenwänden in die Höhe geführten Wände sind aus ca. 3 mm starken, das Dach aus ca. 2 mm starken Blechen hergestellt. Um den Ventildom und die Ventile losnehmen zu können, ist das Dach mit einer entsprechenden Oeffnung versehen, welche durch ein Schlussblech geschlossen gehalten wird. Die Pfeifenstütze ist verlängert, so dass sie über das Dach hervorragt. Ein auf dem Dache angebrachter Winkelhebel mit einer Verbindung nach dem für den Führer bestimmten Pfeifengriffe, und einer andern nach dem Zuge führenden Zugvorrichtung ermöglicht die Handhabung der Pfeife vom Zuge aus.

An der Dombekleidung ist die Vorderwand mittelst Schrauben verbunden, und bietet das Losnehmen derselben beim Entkleiden des Kessels keine Schwierigkeit.

Die Herstellung eines solchen Führerhäuschens stellt sich auf ca. 450 Mark Selbstkosten. [1])

Nach und nach sind fast sämmtliche Bahnverwaltungen, wenn auch vorsichtig und zögernd, zu der Ansicht gelangt, dass die bedeckten Führerstände mindestens ein nothwendiges Uebel sind, und wenn auch noch heute hier und da Anstand genommen wird, die Führerstände weiter als oben durch ein Dach abzuschliessen, so ist dadurch doch viel gewonnen gegenüber den ganz offenen Führerständen der früheren Locomotiven.

Auf den deutschen Eisenbahnen hat der bedeckte Führerstand am leichtesten und schnellsten Eingang gefunden, so dass schon im Jahre 1865 auf der Techniker-Versammlung zu Dresden zu der aufgestellten Frage:

---

[1]) Durch einen Druckfehler waren im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 50 Thlr. statt 150 Thlr. Kosten angegeben.

Die Anlage der Dampfpfeife auf dem Kessel ist der bequemen Handhabung durch den Locomotivführer entsprechend und so auszuführen, dass sie nach allen Seiten hin frei liegt, damit der Ton in seiner vollen Stärke fortgetragen werden kann.

Auf den deutschen Locomotiven befindet sich nur eine Pfeife, indem eine zweite Pfeife auf einem Theil der Köln-Mindener Locomotiven nur als Ausnahme vorkommt. Auf den englischen Locomotiven dagegen werden für den Gebrauch des Locomotivführers in der Regel zwei Dampfpfeifen angebracht, von denen die eine einen hohen, die andere einen tiefen Ton giebt und von denen jede für bestimmte Zwecke gebraucht wird.

Auf vielen amerikanischen Eisenbahnen sind die Locomotiven mit einer Dampfpfeife und einer Glocke ausgerüstet, und werden in diesem Falle die Signale für das Zugpersonal mit der Pfeife gegeben. Auf vielen anderen amerikanischen Locomotiven werden alle Signale mit Glocken gegeben. Gewöhnlich bringt man jedoch zwei Glocken von verschiedener Klangfarbe auf den Locomotiven an, von denen die eine zu den Signalen für das Zugpersonal, die andere für den Aussengebrauch dient, um die Ankunft der Züge dem Bahnhofspersonal zu melden und namentlich, um das auf der Bahn befindliche Vieh zu verscheuchen.

Für letzteren Zweck muss die Glocke auf manchen Eisenbahnen, namentlich zur Nachtzeit, fast ohne Unterbrechung ertönen, so dass sie durch eine Dampfpfeife. welche jedenfalls weit wirksamer ist, nicht ersetzt werden kann, will man nicht eine grosse Menge Dampf für die event. nothwendig grosse Dampfpfeife opfern und das Maschinenpersonal durch das ewige Schrillen der Pfeife gegen jede andere Wahrnehmung auf der Strecke blind und taub machen.

Uebrigens ist das beständige Läuten der Glocke auch nicht angenehm für das Maschinenpersonal und hat man die Glocken daher auf denjenigen Bahnen, welche dasselbe erforderlich machen, mit einem rotirenden Organe der Maschine in Verbindung gesetzt durch eine Vorrichtung, welche ein- und ausgerückt und also nach Belieben zur Bewegung der Glocke gebraucht werden kann.

Auch hat man angefangen, das Läuten dieser Glocken durch eine besondere kleine Dampfmaschine, welche auf dem Hintertheil des Kessels placirt ist, zu bewirken. Verschiedene Einrichtungen dieser Läutewerke wurden im IV. Capitel § 36 (p. 315) beschrieben und abgebildet.

In der Neuzeit ist übrigens der Gebrauch der Dampfpfeife für die Signale mehr und mehr in den Vordergrund getreten, so dass die Pfeife über kurz oder lang in der ganzen Welt das Mittel sein wird, durch welches sich der Locomotivführer mit dem Zugpersonal verständigt.

Die Communicationsmittel zum Gebrauch des Zugpersonals sind in den verschiedenen Ländern sehr verschieden.

Auf den deutschen Eisenbahnen wird durchweg eine Leine, Zugleine, welche mit der Dampfpfeife in Verbindung gebracht wird, zur Communication des Zuges mit der Maschine benutzt.

Die Vorrichtungen zur Verbindung der Leine mit der Pfeife sind verschiedener Art, bei der in Fig. 10, p. 901, skizzirten Vorrichtung, welche bei vielen deutschen Locomotiven in Anwendung ist, wird die Zugleine an die Verlängerung des Hebels *a* geknüpft, welcher auf dem Conus des Pfeifenhahnes angebracht und vom Locomotivführer zum Pfeifen benutzt wird; sie muss jedoch über zwei Rollen *c c* und zwar nach oben geleitet werden, damit das Maschinenpersonal ungehindert unter der Leine hindurchgehen kann.

Eine andere von England importirte Vorrichtung zur Anbringung der Zugleine *a a* ist in der Zeichnung Fig. 11 dargestellt. Das Pfeifenventil wird dabei mittelst

Fig. 10.

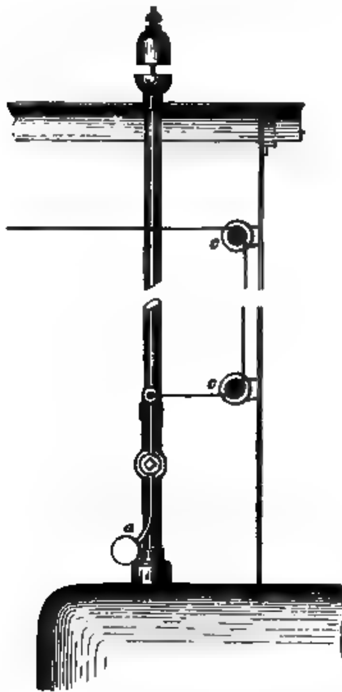


Fig. 11.

des Hebels *b* oder von Seite des Führers mittelst des Winkelhebels *c* horizontal verschoben; *d* ist der blecherne Schutzschirm des Führerstandes.

Die Zeichnung Fig. 12 stellt die Skizze eines von A. Borsig oft ausgeführten Pfeifenmechanismus vor, welcher dem Führer bequemer liegt, als der durch Fig. 10 zur Anschauung gebrachte.

Fig. 12.

Die in Fig. 13, p. 902, skizzirte Pfeifenvorrichtung besteht in einer Welle *a*, welche an einem Ende an der, als durchsichtig gedachten, rechtsseitigen Wand des Führerhäuschens gelagert ist und am andern Ende in dem Pfeifenconus endigt. Auf dieser Welle sind zwei Hebel *b* und *b'* befestigt, von denen der eine *b* für den Gebrauch des Führers, der andere *b'*

Reisender einen in jedem Coupé angebrachten Hebel niederdrückt und dadurch die beiden Leitungen in Berührung bringt, so fängt die Glocke im nächsten Dienstcoupé zu läuten an und hört nicht eher wieder auf, bis der Schaffner den Hebel wieder gehoben hat.

Der Schaffner lässt auf ein solches Zeichen das Nothsignal ertönen, wodurch der Zug zum Stehen veranlasst wird.

Ausser dieser elektrisch-telegraphischen Vorrichtung sind noch eine Menge ähnlicher Anlagen auf französischen und englischen Eisenbahnen zu probeweiser, theils auch zu definitiver Anwendung gebracht worden. Viele davon sind in technischen Journalen näher beschrieben, und können wir daher auf die betr. Literatur am Ende dieses Capitels hinweisen.

Nach der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen d. a. 1872 p. 110 wurde auf der London-Brighton und Südküste-Eisenbahn ein von Major Westkered erfundener und demselben patentirter Zugsignal-Apparat probirt, welcher zur Verbindung zwischen den Passagieren, den Schaffnern und dem Locomotivführer eines Zuges dient und mechanisch wirkt. Die Reibung ist dabei im Vergleich zu anderen ähnlichen Einrichtungen auf ein Minimum reducirt worden.

Die Vorrichtung besteht darin, dass durch das Herabfallen eines in der Coupéscheidewand durch zwei Eisenstäbe gehaltenen Stöpsels, welcher gelöst werden kann. die darin befestigte Schnur, welche über eine oberhalb des Berührungspunktes der Eisenstangen angebrachte Rolle läuft, angezogen wird und dann die Signalleine in Bewegung setzt. Durch Entfernen des Stöpsels aus seiner Ruhestellung nähern sich die durch Federn in Spannung gehaltenen Eisenstangen, wodurch gleichzeitig zwei Signalscheiben ausserhalb des Wagens zur Bezeichnung des Coupés, in welchem das Signal gegeben ist, sichtbar werden. Die Zug- bezw. Signalleinen sind aus dünnen Eisenstäben gebildet, welche, unter der Mitte des Wagens hängend, eine Vorwärts- und eine Rückwärtsbewegung gestatten und die von den Coupés auslaufenden Schnüre aufnehmen.

Die Verbindung dieser straffen Signalleinen zwischen den einzelnen Wagen wird durch Eisendrahtschnüre derart vermittelt, dass die Bewegung der Buffer, ohne Einwirkung auf das Signalgeben auszuüben, erfolgen kann, auch eine Verkürzung und Verlängerung der einzelnen Verbindungstheile leicht ausführbar ist.

Nach Anziehen der Zugleine resp. Entfernung des Stöpsels in irgend einem Personen-Coupé löst sich der Anker eines an der Innenwand des Schaffnerwagens (Coupés) befindlichen Hebelwerks, der mit einem Gewicht belastete Hebelarm desselben fällt infolge dessen herab, die an ihm befestigte Kette, welche zu der unter dem Wagen hängenden Signalleine führt, wird angezogen und hierdurch das Signal dem Locomotivführer mitgetheilt, resp. die Dampfpfeife direct zum Ertönen gebracht.

Auf den deutschen Eisenbahnen hat man, nachdem früher besonders mit optischen und akustischen Vorrichtungen misslungene Versuche gemacht worden sind, in jüngster Zeit besonders lebhaft wieder die Frage der Communication durch die Zugleinen aufgenommen und weiter verfolgt, indem mehrere der grössten Eisenbahnverwaltungen ein practicables Communicationsmittel dadurch herzustellen gesucht haben, dass sie den Passagieren die Anwendung der Zugleinen vom Coupé aus ermöglichten.

Bei mehreren Preussischen Staatsbahnen wird die Zugleine am Dache der Personenwagen entlang geführt, so dass man sie vom geöffneten Fenster aus erfassen kann, um die Dampfpfeife damit in Wirksamkeit zu setzen. Die Führungen oder Träger der Pfeifenschnur liegen ausserhalb des Wagens und können daher nur an solchen Wagen angebracht werden, welche die grösste zulässige Breite nicht besitzen.

während der Fahrt herzustellen und welches System kann zur Annahme empfohlen werden?«

»C. 14. Von welchen Einrichtungen darf man sich den besten praktischen Erfolg versprechen, um eine Communication zwischen dem reisenden Publicum und dem Fahrpersonal während langer Fahrten der Züge zu ermöglichen?«

Die von der Versammlung angenommene Schlussfolgerung lautete:

Elektrische und pneumatische Communications-Einrichtungen, durch welche von den einzelnen Coupés aus eine Weckervorrichtung im Zugführer-Coupé zum Ertönen gebracht werden kann, haben sich zwar bei mehrjährigen Versuchen bewährt, die Herstellungs- und Unterhaltungskosten sind jedoch so bedeutend, und die dauernd gute Instandhaltung bei den gewählten Einrichtungen mit so viel Schwierigkeiten verknüpft, dass ein Ersatz durch einfachere, billigere und weniger empfindliche Einrichtungen wünschenswerth ist.

Die in letzterer Beziehung angestellten Versuche sind noch nicht zum Abschluss gelangt und kann daher zur Zeit eine einfache, den angestrebten Zweck vollkommen erfüllende Einrichtung noch nicht empfohlen werden.

Bei Personenzügen, welche ganz aus Intercommunicationswagen bestehen, ist die Communication zwischen Passagieren und Zugbeamten während der Fahrt als hinlänglich gesichert anzusehen und bedarf daher weiterer Einrichtung zu diesem Zwecke nicht.

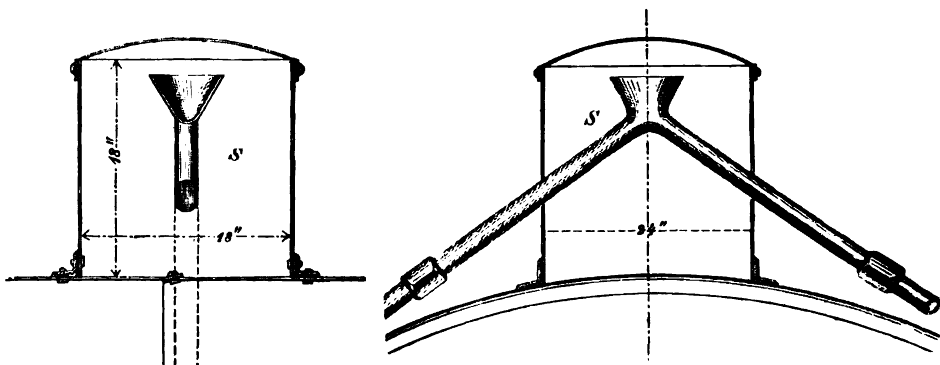
§ 3. Sandstreu-Apparate. — Die Leistung einer Locomotive ist abhängig von der Adhäsion oder der Grösse des Reibungswiderstandes der Triebräder auf den Schienen. Die Grösse dieses Reibungswiderstandes resultirt aus dem Gewicht, mit dem die Triebräder auf die Schienen drücken und dem jeweiligen Zustande des Bahngestänges oder dem Reibungscoefficienten. Da dieser Zustand sehr verschieden ist, je nachdem das Wetter trocken, feucht oder nass ist; je nachdem die Bahn frei, oder in Einschnitten und Tunnels liegt; oder je nachdem die Gleise rein oder mit Reif, Schnee, Glatteis, Laub u. a. m. belegt sind: so liegt auf der Hand, dass der Reibungswiderstand, oder die Grösse der Zugkraft ein und derselben Maschine sehr verschieden gross sein kann. Bei Berechnung und Construction der Locomotiven für bestimmte Leistungen und Bahnverhältnisse nimmt man einen fast guten Zustand des Gleises an, bei welchem der Reibungscoefficient etwa $^1/_7$ des adhärirenden Gewichts beträgt. Unter ungünstigen Umständen fällt der Reibungscoefficient jedoch auf $^1/_{14}$ und noch mehr herunter, so dass nicht selten der Fall eintritt, dass die Locomotive den ihr angehängten Zug nicht zu bewältigen, ja nicht einmal sich allein fortzubewegen vermag, indem die Triebräder bei der geringen Adhäsion auf den Schienen gleiten, ohne weiter zu rollen. In solchen Fällen ist der Locomotivführer völlig hülflos, wenn ihm nicht die geeigneten Mittel zur Verfügung stehen, den Zustand der Bahn damit zu verbessern.

Den grössten Reibungswiderstand finden die Triebräder auf völlig trocknen und reinen Schienen und kommt es also bei schlüpfriger Bahn darauf an, mit den

Zeichnung, Fig. 14, dargestellte Sandkasten, welcher für den Handgebrauch eingerichtet und bei den Locomotiven der Great-Western Eisenbahn in Anwendung ist, kann auf die Bezeichnung »Sandstreuapparat« natürlich keinen Anspruch erheben.

Auf mehreren amerikanischen Eisenbahnen ist es Gebrauch, dass der feuchte Sand nicht vorher, sondern durch die Wärme des Locomotivkessels getrocknet wird,

Fig. 14.



indem die Sandbüchsen in Form von Mänteln um die Dampfdome gelegt werden. Nach dem Artizan d. a. 1864 haben die Herren Proffit und Duncan ein Patent auf eine Verbesserung dieser Vorrichtung erhalten, welche darin besteht, dass sie die Sandbüchse mantelartig um den Kessel anbringen.[2]) Dadurch wird der Sand ebenfalls getrocknet und trocken erhalten; auch dient derselbe als schlechter Wärmeleiter gegen die Entweichung der Kesselwärme. Die Dimensionen der Sandbüchsen sind so gewählt, dass sie ein für die längsten Reisen der Maschine ausreichendes Quantum Sand aufnehmen können. Ein auf dem Kessel placirter Kasten dient zur Aufnahme frischen Sandes und als Magazin zum steten Nachfüllen des Sandmantels bei stattfindendem Abfluss, so dass der Kessel stets mit Sand bedeckt bleibt. Das Ausfliessen des Sandes wird je nach dem Zustande der Schienen durch ein Ventil regulirt.

Vom englischen Ingenieur W. Adams ist ein Sandstreuer construirt, welcher auf Taf. LI, Fig. 1—3, dargestellt ist.[3]) Derselbe ist zuerst auf der Nord-London Eisenbahn mit dem günstigsten Erfolge angebracht. Verschiedene Sachkundige, welche die Wirkungsweise dieses Apparats genau beobachteten, haben mit Bestimmtheit ausgesprochen, dass er besser und zuverlässiger als alle übrigen auf den englischen Eisenbahnen in Anwendung befindlichen Apparate sei.

Der Sand wird in der metallenen auf dem cylindrischen Kessel angebrachten Büchse, nachdem er vorher sorgfältig getrocknet ist, vor Feuchtigkeit geschützt erhalten. Das Ausstreuen kann mit der grössten Genauigkeit regulirt werden, so dass er für eine lange schlüpfrige Bahnstrecke ausreicht. Die Construction des Apparats ist so einfach, dass eine weitere Beschreibung überflüssig ist. Wir bemerken nur, dass die Stöpsel *AA*, welche an den Hebeln *BB* der Welle *C* aufgehängt sind, durch eine Querfeder *D* in conische versenkte Oeffnungen *EE* am Boden niedergedrückt

---

[2]) Auf dasselbe Princip hat bereits 1846 Heusinger v. Waldegg einen Sandstreu-Apparat construirt und bei Locomotiven der Taunusbahn in Anwendung gebracht, vergl. Organ für Eisenbahnwesen 1847, p. 45.

[3]) Vergl. Engineer etc. 1866 und Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1867.

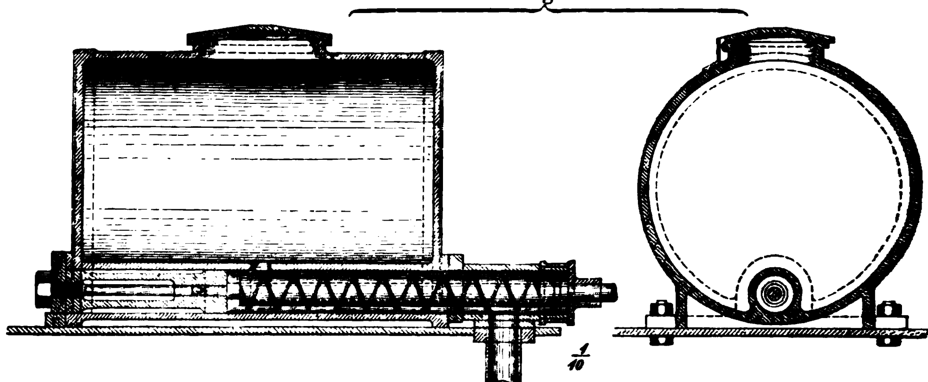
selten sind. Bei gekuppelten Maschinen tritt namentlich oft ein Brechen der Kurbelzapfen und Kuppelstangen ein, wenigstens werden diese und andere Unfälle dadurch vorbereitet.

Ein Sandstreuer mit so vielen Untugenden, zu denen auch jene zu zählen ist, dass sich der fest gewordene Sand mit einem Spiess wegen der Zinken nicht niederstossen lässt, konnte sich begreiflicher Weise keine grosse Anerkennung verschaffen und ist derselbe daher längst von der Tagesordnung verschwunden.

In mehreren Beziehungen besser und rationeller ist der vom Ober-Maschinenmeister Nohl construirte Apparat, welcher auf Tafel LI, Fig. 10 und 11, dargestellt ist, indem dabei statt der Zinken eine Schraube *c* in Anwendung gebracht ist, welche im unteren Theile des gusseisernen, auf dem Kessel etablirten Kastens liegend, durch Kurbel, Welle und Universalgelenk *d* in Drehung gesetzt wird und dadurch den Sand veranlasst, aus dem Kasten zu treten.

Damit der Sandausfluss in der Mitte der Ausflussöffnung stattfindet und der Zapfendruck aufgehoben wird, ist die Schraube rechts- und linksgängig gemacht.

Fig. 15.



Mit dem Aufhören des Schraubendrehens hört auch der Sandabfluss auf, so dass Ventile überflüssig sind und stets ein sicheres Abschneiden des Sandabflusses erfolgt, wenn auch der Sand nicht durch ein Sieb gegangen ist. Da der Sand auf dem Kessel stets warm und trocken bleibt, so braucht man bei Auswahl desselben nicht sehr wählerisch zu sein.

Besonders hervorzuheben ist die grosse Oeconomie, womit dieser Apparat arbeitet, da der Sand nur in kleinen Portionen abfliessen kann und das Maschinenpersonal jedenfalls seinen Vortheil wahrnehmen und nicht mehr und länger an der Drehkurbel arbeiten wird, als zur Verhütung des Schleuderns der Triebräder erforderlich ist.

Ein ganz ähnlicher Sandstreuer ist vom Ober-Maschinenmeister Gruson construirt und in Fig. 15 dargestellt. Derselbe wird neben der Rauchkiste auf dem Laufbrett angebracht, so dass er von der Wärme der Rauchkiste profitirt.

Was beide Apparate gegen sich haben, ist der schon oben erwähnte Umstand, dass jeder einzelne Sandstreuer seinen eigenen Bewegungsmechanismus hat.

Der nach denselben Principien construirte Sandstreu-Apparat, welcher auf Tafel LI in Figur 8 und 9 dargestellt ist, zeigt diesen Uebelstand nicht, indem die Regulirung des Sandabflusses hierbei mittelst einer einzigen Bewegungsvorrichtung für beide Seiten geschieht. Die Drehung der theils rechts-, theils linksgängigen Schraube wird durch die Zugstange *a* bewirkt, indem der lose auf der Welle *e*

Ziffer zeigen als die dadurch erzielte Ersparniss an Brennmaterial, so ist doch die schwierige Auffindung von Leckstellen und die Lästigkeit der Manipulation beim Bekleiden und Entkleiden der Locomotivkessel, sowie das Bedürfniss eines Lagerraumes für diese Bekleidungstheile während der Kesselrevisionen Grund und Veranlassung, dass ein grosser Theil der Bahnverwaltungen von der Verwendung fester Zwischenlagen ganz absieht und ohne Weiteres nur einen einfachen Blechmantel um den Kessel legt.

Ein Contact dieses Blechmantels mit dem Kessel wird stets umgangen, damit ein Wärmeverlust durch Leitung möglichst vermieden wird.

Es sind also zur Auflage und Befestigung des Blechmantels Zwischenstücke erforderlich.

In den früheren Jahren legte man Ringe von ⊓-förmigem Zinkguss um den Kessel, auf deren Rücken die Blechringe mit ihren Rändern aufgeschraubt wurden. Diese Ringe bestanden aus einzelnen Stücken und wurden durch Laschen zu einem geschlossenen Ringe zusammengesetzt.

Da diese Ringe jedoch sehr zerbrechlich waren, wendet man sie nur noch an, um eiserne Bänder darüber zu legen, welche die einzelnen Stücke zusammenhalten und die Auflage der Blechringe vermitteln.

Fig. 18.

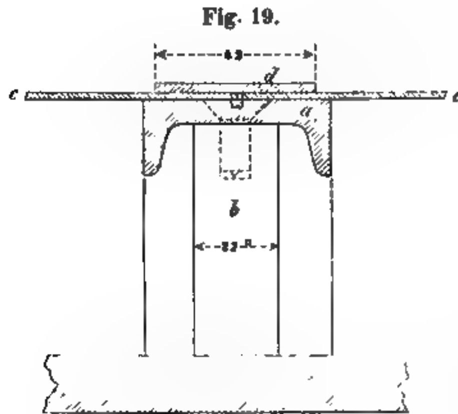
Diese Ringe nehmen bei ihrer Auflage auf den Kessel übrigens immer noch eine Menge Wärme auf, welche sie nach aussen leiten. Man hat daher längst angefangen, sie fortzulassen und das eiserne Band vermittelst eingeschraubter Stifte zum Kesselblechträger zu machen, wodurch nur ein ganz geringer Contact entsteht. In dem Verticalschnitt des Kessels, in welchen die Stossfugen der Bekleidungsbleche fallen, werden etwa 6 bis 8 Kopfschrauben in gleichen Abständen in den Kessel geschraubt, auf welche ein aus mehreren Theilen bestehender Ring gelegt und mit Schräubchen befestigt wird, wie durch die Skizze in Fig. 18 klar gemacht ist.

In derselben stellt *a* die Kesselwand, *b* die Kopfschraube, *cc* den auf die Kopfschrauben gelegten und durch die Schräubchen *d* befestigten Auflagering für die Bekleidungsbleche *ee*, *f* endlich das Zugband, womit die Blechringe *ee* auf dem Auflagering *c* festgehalten werden.

Die Blechringe werden auch an mehreren Stellen durch Schräubchen mit versenktem Kopf auf dem Ringe *c* festgeheftet. Durch das Einschrauben der Stifte in den Kessel entstehen, wenn nicht die Stiftschrauben gerade in eine Nietreihe fallen, Veranlassungen zu Leckagen, weshalb man gegenwärtig meistentheils davon zurückgekommen ist, und die Ringträger (Stehbolzen) nur stumpf auf den Kessel stellt, nicht aber in denselben einschraubt.

In Fig. 19 ist diese Methode zur Anschauung gebracht. Dabei sind die Sattelringe *a* aus ⊓-Eisen hergestellt, welche in einer Form warm gebogen werden, so dass sie alle genau denselben richtigen Durchmesser erhalten. Die Stehbolzen *b*, mit denen sie durch Schrauben verbunden werden, haben dagegen sehr verschiedene Längen, wie dies nicht anders möglich ist, bei einem Kessel mit verschieden grossem Durchmesser und vorspringenden Winkelringen und Nietköpfen, bei dem jedoch der Blechmantel *c* durchaus cylindrisch sein soll. An den Stössen werden die aus einzelnen Stücken bestehenden Sattelringe durch eingelegte Laschen zu einem Ganzen verbunden und durch Zugbänder *d* gedeckt.

Fig. 19.



Die Blechringe werden unterhalb des Kessels übereinander gelegt und durch Zugbänder mit aufgenieteten Kloben und Zugschrauben fest angezogen, wie aus Fig. 20 zu ersehen ist.

Fig. 20.

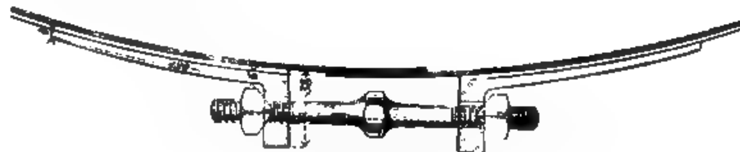
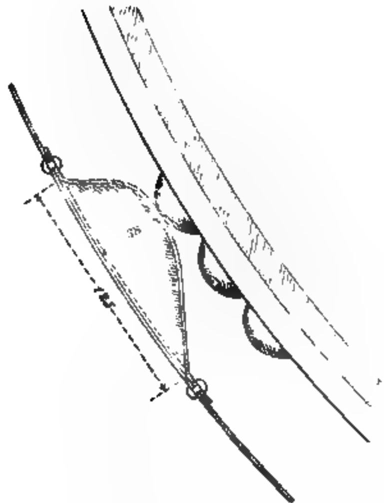


Fig. 21. Fig. 22.



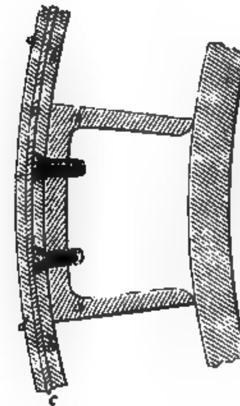
An den Stellen des Kessels, wo Maschinentheile so nahe an den Kessel herantreten, dass die Bekleidung ausgespart werden muss, werden die entstandenen Lücken durch passrecht getriebene Einsätze ausgefüllt und letztere mit den Blechringen verbunden, wie aus Fig. 21 zu ersehen ist.

An den Stellen, wo die Reinigungsschrauben für die Feuerkistendecke, Hähne, Ventile etc. sitzen, werden cylindrische Büchsen von Gusseisen zum Abschluss der Blechaussparungen in letztere hineingelassen und damit vernietet, wie solche in Fig. 22, p. 918, zur Darstellung gelangt sind.

Bei rechteckigen Aussparungen werden auch Schlussringe von Eckeisen gefertigt. Die Bekleidung der Feuerkiste bietet mehr Schwierigkeit, als die des Rundkessels, wegen der vielen Kesselarmaturtheile und der complicirteren Form der Feuerkiste. Man macht dieselbe daher aus mehreren kleinern Stücken, welche durch aufgeschraubte Laschen miteinander verbunden werden. Namentlich ist auch Rücksicht darauf zu nehmen, dass man die Bekleidung der Feuerkiste entfernen kann, ohne den sich daranschliessenden bedeckten Führerstand losnehmen zu müssen, vergl. den Artikel: Bedeckte Führerstände § 1.

Fig. 23.

Fig. 24.



Die Ausführung der Ecken der Feuerkiste oder der Uebergang der Blechbekleidung von den Seitenwänden nach den Stirnwänden geschieht gewöhnlich durch wulstförmig getriebene besondere Eckleisten, die einerseits an die Seitenwände angenietet werden und andrerseits über die geraden Endwände greifen und diese abschliessen. Einfacher ist die Befestigung mit stumpfen Ecken und Laschen, wie die Fig. 23 zeigt. *a* ist die Blechbekleidung der Seitenwand und *b* der Hinterwand der Feuerkiste, beide sind mit stumpf angebogenen Ecken versehen und mittelst der Lasche *c*, welche mit *a* vernietet und mit *b* verschraubt ist, verbunden, die aufgeschraubte Deckleiste *d* bedeckt die Fugen. Ausserdem ist aus dieser Figur bei *e* der ⊓-förmige Sattelring und bei *f* der mit Schrauben befestigte Stehbolzen zu ersehen.

Statt der Bolzen werden oft auch Brücken von ⊓-Eisen an die Sattelringe, welche in diesem Falle aus Flacheisen bestehen, genietet, wobei besondere Laschen zur Verbindung der Stösse nicht erforderlich sind, da beide Enden am Stoss durch eine dieser kleinen Brücken durch Schrauben verbunden werden, wie in Fig. 24 zu erkennen ist. *a* ist die Brücke, *b* der Sattelring, *c* die Blechbekleidung und *d* das Zugband.

indessen ist die erstgenannte Vorrichtung ein Nothbehelf, welcher, da er fortwährend wirkt, viel besser durch die Verengerung der Rostlücken am vorderen Ende ersetzt wird, die letzteren dagegen in ihrer Wirkung nicht ganz befriedigend, dabei auch feuergefährlich, indem die in zwei Richtungen durch die vordere Klappe *a* und durch die Seitenklappen *b* in den Aschenkasten tretende Luft einen Wirbel erzeugt, wodurch die Geschwindigkeit derselben abgemindert und die durch den Rost fallenden Funken gelegentlich aus der vordern offenen Klappe entführt werden. R. Paulus hat zur Verstärkung des Luftzuges ein Leitblech *c* oberhalb der Aschenkastenklappe angebracht, wodurch er ebenfalls günstige Resultate erzielte; s. Zeichnung Taf. LII, Fig. 9 und 10. Trotzdem scheint eine recht grosse Admissionsöffnung doch das beste Mittel zu sein, die Luftzuführung zum Brennmaterial ohne zu starke Inanspruchnahme künstlicher Mittel zu bewirken. Um dies selbst bei tiefliegenden Feuerkisten zu erreichen, sind für die Thüringische Eisenbahn Locomotiven ausgeführt, welche in der Vorderwand der Feuerkiste eine Aussparung zeigen. Man legt die Drehachse der Klappe auch wohl über die Unterkante der Feuerkiste, damit durch die Klappe selbst die Durchgangsöffnung der Luft nicht geschmälert wird.

Bei den Locomotiven mit langer und unten geneigter Feuerkiste, bei denen wegen der unter der Feuerkiste placirten Achse der hintere Theil des Aschenkastens oft nur recht niedrig ausfallen kann, tritt sehr leicht ein Warmwerden der Roststäbe am hintern Ende ein, weil nur warme und zu wenig Luft dahin dringt. Um diesem Uebelstande abzuhelfen, hat der Ober-Maschinenmeister Gruson mit glücklichem Erfolge durch besondere Rohrleitungen *r*, wie solche Tafel LII, Fig. 13, 14 und 15, dargestellt ist, kalte Luft nach dem hintern Theil des Rostes geleitet, so dass die Luftzuführung von der Seite dadurch unnöthig geworden ist, indem ein Warmwerden des Rostes nicht mehr stattfindet und die Dampfentwickelung lebhafter geworden ist. In solchen Fällen, wenn die Hinterachse weiter nach vorn, also mehr oder weniger unter der Mitte der Feuerkiste liegt und dadurch Platz für einen hintern Aschenkasten gewonnen wird, wird der Aschenkasten gewöhnlich aus zwei Theilen zusammengesetzt und dadurch der erforderliche Abstand des Rostes von dem Aschenkastenboden leicht erreicht, wie aus Fig. 25 ersichtlich. Die Luftzuführung vom Vordertheil

Fig. 25.

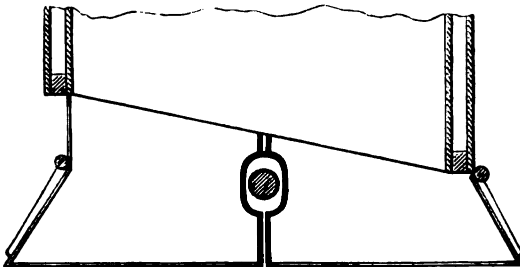
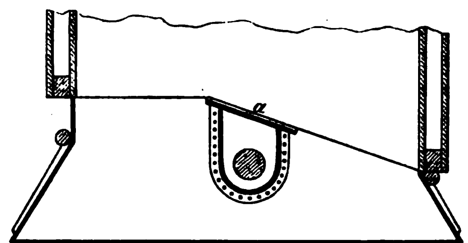


Fig. 26.



nach dem Hintertheil wird durch Communications-Oeffnungen bewirkt. Nicht selten wird der Aschenkasten nach Fig. 26 gefertigt, wonach die Seitenwände für die Achse nach oben ausgespart und um die Ränder herum ein Blechkasten zur Insolirung der Achse genietet wird; zum obern Abschluss dieses die Achse umgebenden Kastens wird ein Blechstück *a* unter der Feuerkiste so befestigt, dass dasselbe bei Abnahme des Aschenkastens verbleibt. Selbstverständlich müssen solche Aschenkasten an jedem Ende eine Klappe haben, damit die bequeme Reinigung jedes Theils möglich ist. —

die Hinterwand des Aschenkastens dabei soweit unter die Feuerkiste treten muss, dass die Bewegung des Schiebers verhindert wird. Damit bei solchen Aschenkasten kein Schnee in denselben eindringt, werden die Locomotiven bei Schneewetter am vordern Ende mit Querbrettern versehen, welche bis zum Aschenkastenboden nach unten reichen und die Schneeschanzen nivelliren.

In den Technischen Vereinbarungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen vom Jahre 1876 wird § 118 Folgendes über die Aschenkasten bestimmt:

> Unter dem Feuerkasten muss sich ein festanschliessender Aschkasten befinden, dessen Vorderseite und, wo es erforderlich ist, auch Hinterseite mit einer beweglichen Klappe versehen ist, welche vom Führer geöffnet und geschlossen werden kann. Es sind Schutzmittel vorzusehen, welche bei geöffneter Klappe das Herausfallen von Kohle aus dem Aschkasten möglichst verhüten.

Durch den festen Anschluss des Aschenkastens soll der Feuergefährlichkeit abgeholfen werden. Indessen genügt der feste Anschluss bei leichtem Brennmaterial allein nicht; es ist ausserdem vielmehr als nothwendig erachtet worden, dass vor den Oeffnungen des Aschenkastens unterhalb der beweglichen Klappen feste Drahtsiebe angebracht werden, um das Funkenauswerfen aus dem Aschenkasten zu verhüten. Bei Steinkohlenfeuerung genügt ein über die Feuerkiste hinaus verlängerter Boden im Aschenkasten, welcher vorn einen kleinen Aufbug hat, wie der auf Fig. 11, Tafel LII, dargestellte Aschenkasten zeigt. Diese oder eine ähnliche Sicherheitsvorrichtung muss namentlich bei den Aschenkasten mit nur einer Klappe angewandt werden, da ein kurzer mit der Feuerbüchse abschneidender Aschenkasten ohne Bodenleiste oder Aufbug das Herausfallen von glühender Kohle beim Rückwärtsfahren begünstigt.

Bei den Aschenkasten, welche Klappen mit untenliegender Drehachse haben, s. Fig. 9 und 10, Tafel LII, hat die Klappe auch bei der grössten Oeffnung noch eine nach oben geneigte Lage, so dass dieselbe als Schutzwehr gegen das Herausfallen von Kohlen die besten Dienste leistet.

§ 6. Locomotiv- und Signal-Laternen. — Zu den Locomotiv-Laternen werden alle diejenigen Laternen gerechnet, welche zur Nachtzeit auf der Locomotive und dem Tender in Function sein müssen, sowie auch diejenigen Signalvorrichtungen einer leer fahrenden Maschine, welche einen Extrazug zu signaliren hat und zur Revision der gestörten Telegraphenleitung auffordert. Diese Laternen bestehen aus:

1. zwei grossen weissleuchtenden Signallaternen, welche an der Spitze des Zuges functioniren und im engeren Sinne »Locomotivlaternen« genannt werden;

2. einer am Schluss des Zuges anzubringenden rothleuchtenden Signallaterne, der s. g. Schlusslaterne;

3. einer grünleuchtenden Signallaterne, welche entweder neben der rothleuchtenden Schlusslaterne am Hinterende des Zuges functionirt, falls der Extrazug nachfolgen wird; oder über den beiden weissleuchtenden Locomotivlaternen vorn am Zuge, falls der Extrazug in entgegengesetzter Richtung kommen wird;

4. einer weissleuchtenden Laterne, welche über den beiden weissleuchtenden Locomotivlaternen an der Spitze des Zuges functionirt, wenn die Bahnwärter die Telegraphenleitung revidiren sollen. Die sub 3. und 4. genannten Laternen werden »Signallaternen« im engeren Sinne genannt;

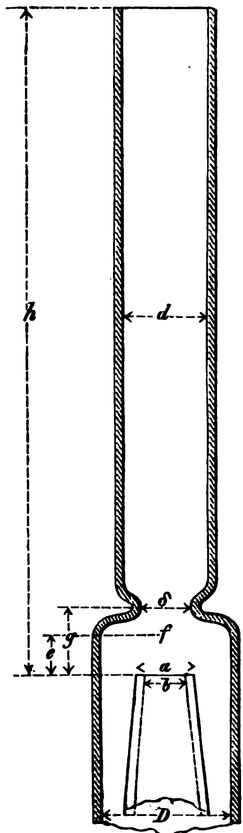
gestalten sich die äussern Dimensionen der Laternen bei 26 mm grossen Brennern schon so bedeutend gross, dass sie den ganzen dafür disponiblen Raum in Anspruch nehmen, so dass eine Vergrösserung mit mancherlei Schwierigkeiten verbunden sein würde.

Das Zugglas muss der Grösse des Brenners angemessen sein, damit es seine Aufgabe, eine möglichst helle Flamme zu erzeugen und dieselbe möglichst auf einen Punkt zu concentriren, erfüllen kann.

Um ein möglichst helles Licht zu erzeugen, muss das Glas eng und lang sein; da das Licht jedoch möglichst im Brennpunkt des parabolischen Reflectors concentrirt sein soll und lange Gläser eine lange und spitze Flamme erzeugen, so muss man den einen Factor zur Erzeugung eines hellen Lichts und zwar die Länge des Zugglases entsprechend beschränken. Dadurch erhält das Licht zwar nicht die vollkommenste Helligkeit, jedoch eine grosse Fülle, welche bei guten Laternen im Focus des Reflectors sich concentrirt.

Ein gut proportionirtes Zugglas für Locomotivlaternen lässt sich nur durch Versuche herausfinden und unterlassen wir nicht, in Figur 29 ein Zugglas zur Anschauung zu bringen, welches aus vielfachen Versuchen als gut proportionirt hervorgegangen ist.

Fig. 29.



Wenn a und b den äusseren resp. inneren Dochtdurchmesser bedeuten, so ist im Hinblick auf die Skizze Fig. 29 $D = 2a$, $d = {}^4/_3 a$, $\delta = a$, $e = b$, $g = a$ und $h = 10a + b$, wobei e die Entfernung der Brenneroberkante vom Brennpunkt f, g die Entfernung der Brenneroberkante bis zur grössten Verengung des Glases und h die Höhe des Glases, vom Brenner ab gerechnet, bedeutet.

Als dritter Factor zur Erzielung eines weit leuchtenden Lichts ist ein rationell construirter Reflector oder Strahlenspiegel erforderlich, welcher das erzeugte Licht in der Zugrichtung fortsendet. Die Form dafür kann nur eine parabolische sein. Die Grösse des Reflectors muss mit der Grösse des Brenners harmoniren, so dass ein möglichst grosser Lichtcylinder von intensiver Helligkeit fortgeworfen wird.

Bei guten Laternen müssen die Parameter der Paraboloide das Zwölffache vom äussern Dochtdurchmesser betragen und einen Abstand vom Scheitel haben, welcher gleich dem Dreifachen des äussern Dochtdurchmessers ist.

Die Reflectoren werden meistentheils aus blankpolirten Metallplatten von Messing, Neusilber oder Chinasilber angefertigt.

Weniger häufig werden auch Glasspiegelreflectoren verwendet, welche aus einer Menge kleiner ebener Spiegel zusammengesetzt sind. Da von den einzelnen Spiegelchen nur je ein Punkt in das mathematische Paraboloid fallen kann, so reflectirt ein solcher Strahlenspiegel nicht alles Licht in parallelen Strahlen, ein Theil davon wird vielmehr zerstreut. Die grosse Reflectionskraft der Glasspiegel gleicht diesen Verlust theilweise wieder aus, so dass solche Reflectoren dennoch ganz gute Dienste leisten, so lange sie gut im Stande sind.

Der lichte Durchmesser der äusseren Brennerhülse beträgt 20 mm; die Höhe des Zugglases oberhalb des Brennpunkts 200 mm; der Reflectordurchmesser in der Ebene des Parameters 240 mm und am äussern Rande 325 mm.

Der Luftzutritt geschieht durch die kreisrunden Oeffnungen *aa* in der Hinterwand, welche durch Drehschieber *bb* theilweise oder ganz geschlossen werden können.

Der Reflector besteht aus Neusilber; die Brenner, die Scharniere, der Lampenträger und einige andere Theile aus Messing; die Gehäuse, die Hülse zum Befestigen und der Tragbügel von Eisen; die übrigen Theile aus Zinkblech.

Die Stützen für die Locomotivlaternen sind hinsichtlich ihrer Form und Lage sehr verschieden.

Ihrer Form nach bilden sie theils ein Prisma, theils einen Keil, theils eine Hülse.

Die Laternen haben in den beiden ersten Fällen entsprechende Hülsen, mittelst welcher sie auf die Stützen gestellt werden und zwar entweder auf der Hinterwand oder am Fussboden.

Die Laterne auf Tafel LII, Figur 1—3, hat eine Fusshülse mit Verjüngung nach oben und auch eine entsprechende Stütze. Die Fussstützen werden immer auf dem Kopfstück placirt, also auch die Laternen mit Fussstütze. Wenn beim Tender, wie gewöhnlich, auf dem Kopfstück kein Platz vorhanden ist, so werden die Stützen mittelst Console vor das Kopfstück gebracht.

In Fig. 30 u. 31 sind keilförmige Stützen dargestellt, auf welche die Laternen mit der Hinterwand sich stützen und zwar gewöhnlich mittelst zweier Halter.

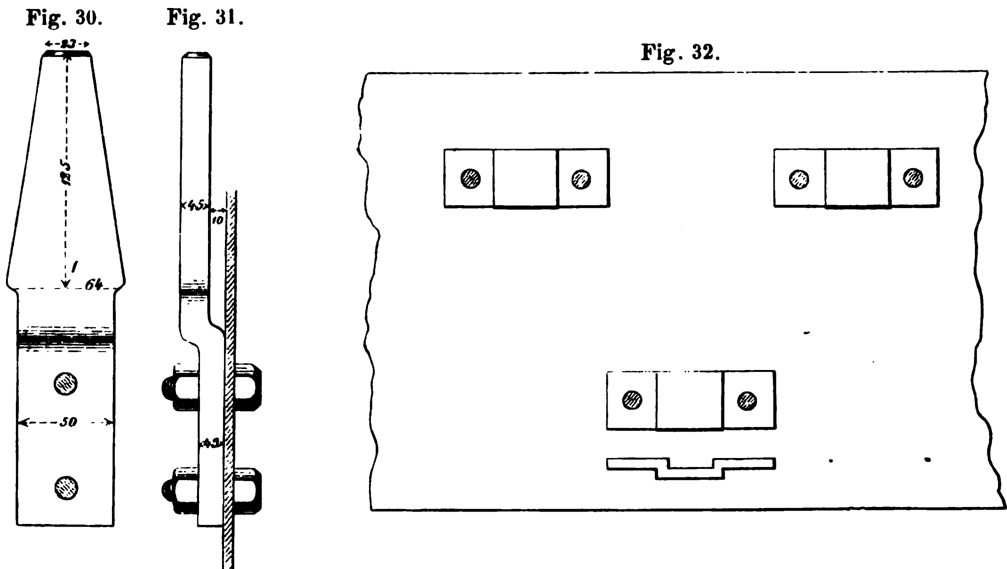


Fig. 30. Fig. 31. Fig. 32.

Die in Figur 4 und 5, auf Tafel LII, dargestellte Laterne ist mit einer geschlossenen Hülse auf der Hinterwand versehen und zwar von prismatischer Form, wodurch eine Stütze von gleichem Querschnitt bedingt ist. Da die Laternen auf prismatischen Stützen nicht leicht völlig fest angebracht werden können, stützen sie sich ausserdem noch auf den Fuss, so dass hierbei eine combinirte Stütze angewandt wird.

Eine andere hülsenförmige Stütze für die unteren Signallaternen der Normallocomotiven und Tender der Preussischen Staatsbahnen zeigt Fig. 7—9 auf Taf. LVI.

Da beide Sorten von Manometer- und Wasserstandlaternen thatsächlich zu wünschen übrig lassen, hat Herr Ingenieur E. Rau zu Brüssel es sich zur Aufgabe gemacht, die Beleuchtungsweise der Manometer- und Wasserstandzeiger zu verbessern. Diese Construction wurde bereits im IV. Capitel dieses Bandes p. 302 und 313 ausführlich beschrieben und durch die Fig. 11 bis 13 auf Taf. X erläutert.

§ 7. Werkzeugkasten. — Die Locomotivführer haben auf ihren Reisen eine Menge Werkzeuge, Utensilien und Reservetheile nöthig, welche zusammen das s. g. Locomotivführerinventar ausmachen und zum Theil lose auf dem Tender liegen, zum grössten Theil jedoch verschlossen werden müssen, um sie vor Entwendung und dem Verderben zu schützen, dem die erstern Objecte nicht ausgesetzt sind.

Die einzuschliessenden Stücke werden theilweise oft gebraucht und daher in der Nähe des Führerstandes aufbewahrt; anderentheils werden sie selten und nur bei besondern Veranlassungen, namentlich bei Unfällen, erforderlich, weshalb dieselben nicht auf dem Tender, wo es gewöhnlich an Platz fehlt, sondern an einem andern passenden Orte in festen Kasten untergebracht werden.

Zu den offen auf dem Tender liegenden Inventarstücken sind folgende zu rechnen:

1. eine Kohlenschaufel;
2. eine Schlackenschaufel;
3. eine Schlackenzange;
4. eine Aschenkratze;
5. ein Rostheber;
6. ein Stocheisen;
7. ein Rosthaken;
8. ein Drahtbesen;
9. ein Vorschlaghammer;
10. ein Rohreisen;
11. ein Pfropfeneinsetzer;
12. zwei Wassereimer;
13. einige Roststäbe;
14. diverse kleine Oelkannen.

Zu den in der Nähe des Führerstandes in verschliessbaren Räumen unterzubringenden Inventarstücken gehören:

1. ein Handhammer;
2. ein Kupferhammer;
3. ein Zinnhammer;
4. ein Niethammer;
5. ein englischer Schraubenschlüssel;
6. Sortiment gewöhnl. Schraubenschlüssel;
7. ein Sortiment Schraubenzieher;
8. ein Sortiment Kreuzmeissel;
9. ein Sortiment Flachmeissel;
10. ein Sortiment Feilen;
11. ein Sortiment Schrauben;
12. ein Sortiment Muttern;
13. ein Sortiment Splinte;
14. ein Sortiment Keile;
15. ein Sortiment Rohrpfropfen;
16. ein Sortiment Durchschläge;
17. ein Sortiment Dochte;
18. eine Kneifzange;
19. eine Drahtzange;
20. eine Büchse für Talg;
21. eine Büchse für Mennige;
22. eine Büchse Schwefelblüthe;
23. eine kleine Handspritze;
24. einige Putztücher;
25. einige Wasserstandsgläser;
26. einige Lampengläser;
27. etwas Bindedraht;
28. etwas Bindfaden;
29. das Fahrtableau;
30. die Instruction;
31. die Signalfahnen.

Zu den Inventarstücken der dritten Categorie gehören:

1. zwei starke sogenannte Locomotivwinden;
2. einige Windenklötze;
3. einige Taue und Ketten;
4. zwei Brechstangen;
5. einige Stücke Holz zum Feststellen des Kreuzkopfes;
6. eine Kuppelstange;
7. eine Schraubenkuppelung;
8. eine Schlauchverschraubung;
9. ein Stück Schlauch;
10. eine kleine Säge;
11. ein Handbeil;
12. ein Sortiment Nägel;
13. einige Stücke Flach- und Rundeisen;
14. einige Dutzend Pechfackeln.

Das Handinventar wird bei den Maschinen mit besonderem Tender in der Regel in kleineren Kästen untergebracht, welche auf dem Wasserkasten placirt werden. Während diese Kästen früher allgemein aus Holz angefertigt wurden, stellt man sie jetzt gewöhnlich aus Eisenblech von circa 2 mm Wandstärke her. Der Deckel wird nach oben etwas abgerundet, der Fussboden an den vier Ecken gewöhnlich mit Leder oder Gummi beschlagen, um das Klappern zu verhindern. Die Länge dieser Kästen beträgt 1000—1100 mm, die Breite 300—400 mm und die Höhe ebenso viel.

Gewöhnlich sind auf jedem Tender zwei solche Kästen vorhanden, damit sie nicht nur zur Bewegung der betreffenden Inventarstücke, sondern auch für die Unterbringung von Kleidungsstücken und Proviantbüchsen des Maschinenpersonals ausreichend Platz geben.

Die dritte Sorte von Inventarstücken wird in einem festen Kasten untergebracht, welcher am Hinterende des Tenders angebracht wird, mindestens die Länge der Gestellbreite hat und mehr hoch, als breit ist. Die Breite und Höhe stehen jedoch in Wechselbeziehung, so dass die schmalen Kasten höher, die breiten niedriger sind. Die festen Werkzeugkasten werden jetzt aus Eisenblech gefertigt; die Wandstärke beträgt gewöhnlich 3 mm.

Fig. 35.

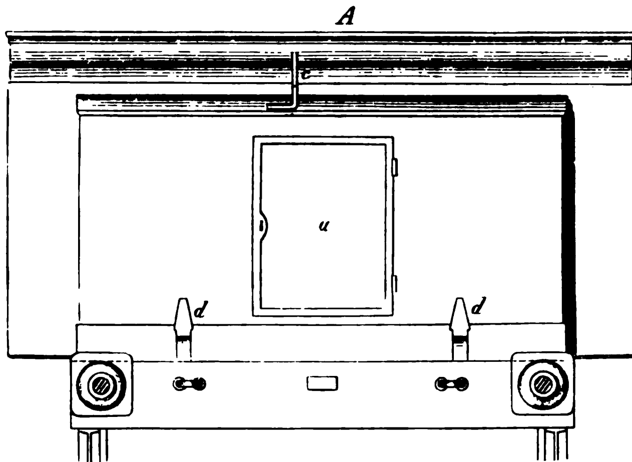
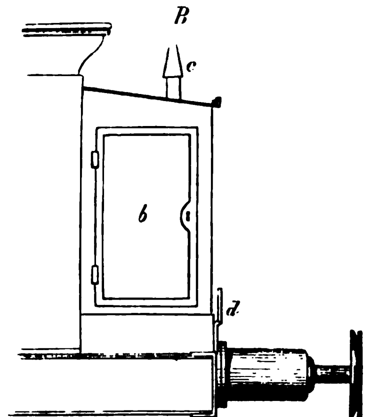


Fig. 36.



Die innere Eintheilung ist verschieden, richtet sich jedoch meistentheils nach der äussern Form. Die schmalen und hohen Tenderkasten haben stets zwei übereinander liegende Abtheilungen, von denen die obere ungetheilt, die untere hingegen zwei- oder dreitheilig ist. Die zwei oder drei Seitenthüren, welche für die zwei oder drei unteren Räume nöthig sind, haben häufig eine solche Höhe, dass sie auch für die obere Abtheilung gebraucht werden. In Fig. 35 und 36 ist ein solcher Tenderkasten in zwei Ansichten mit den verschliessbaren Thüren *a* und *b* dargestellt. Indessen hat die obere Abtheilung nicht selten einen eigenen Zugang durch eine in der Deckplatte befindliche Klappthür, in welchem Falle die Seitenthüren jedoch nur zu den unteren Räumen führen.

Bei den breiten und niedrigen Tenderkasten findet man fast immer Klappdeckel und selten Unterabtheilungen. Doch kommen auch hierbei mehrere Verschiedenheiten in der Eintheilung und den Zugängen vor. Auf Tafel LIII ist in Fig. 5, 7, 8, 10 und 11 und auf Tafel LIV in Fig. 1 und 4 bei *xx* ein fester Werkzeugkasten mit Klappdeckel dargestellt.

Die Kasten mit Klappdeckeln sind unbequem zugänglich, da die Deckel sehr hoch liegen. Es machen sich daher die Anbringung von Trittschaufeln und Handgriffen am Ende des Tenders erforderlich; s. Taf. LIII, Fig. 5, 7 und 8 bei *y*. Die obere Wand der festen Werkzeugkasten ist stets geneigt, damit das darauf fallende Wasser leicht abfliessen kann.

Die Hinterwand desselben kann meistens fehlen, indem die benachbarte Cisternenwand dieselbe vertritt. Damit die Feuchtigkeit von dem Innern des Werkzeugkastens abgehalten wird, muss derselbe fest mit den Seitenwänden an der Cisterne befestigt werden, wie dies in Fig. 4, auf Taf. XLIV, zu erkennen ist. Hierbei ist auch der Boden des Kastens fortgelassen, da der Boden der Cisterne so weit nach hinten vorsteht, um den unteren Schluss des Kastens zu bewirken.

Bei den Tendermaschinen ist die Unterbringung des Inventars weit schwieriger, als bei den Maschinen mit besonderem Tender, weil dieselben bezüglich des Raumes weit knapper bemessen sind. Am Hinterende zumal lässt sich kein fester Werkzeugkasten anbringen, weil die Maschine dadurch länger werden würde, als wünschenswerth ist; muss man doch schon den Kohlenraum möglichst einschränken, um nicht zu lange Maschinen zu erhalten.

Auch ist unter und über der Maschine in der Regel wenig Platz für Anbringung grosser Kasten, so dass man das Inventar möglichst einschränkt und das Nöthigste in kleineren Kasten unterbringt, die man placirt, wo es eben gehen will.

Das Handinventar wird nicht selten in kleinen Wandschränken aufbewahrt, welche an den Einfriedigungswänden des Führerstandes angebracht werden, so zwar, dass die Wand des Führerhäuschens den Fond des Schränkchens bildet, auf welchem ein aus Blech getrennter Rahmen von geringer Tiefe befestigt wird, welcher seinerseits durch eine Flügelthür geschlossen wird. Für die Werkzeuge sind besondere Haken und Riegel angebracht, an denen sie aufgehängt werden, so dass jedes Stück seinen besondern und bestimmten Platz hat. Derartige Werkzeugschränkchen sind auch oft an dem vordern Ende des Tenders z. B. an dem Torftender der Oldenburger Staatsbahn, Fig. 10, Taf. LIV, und bei dem Tender der Hannoverschen Staatsbahn, Fig. 6 und 7, Taf. LIII, bei *ww* angebracht.

Wo es angeht, wird ein versenkter Kasten unterhalb des Trottoirs angebracht, welcher durch einen im Niveau des Trittblechs liegenden Klappdeckel zugänglich und verschliessbar gemacht wird.

Sandstreu-Apparate der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Verbesserte Sandbüchsen für Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 41.

Verbesserte Sandstreubüchse an den Locomotiven der Nord-London-Eisenbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 30.

d. Ueber Kesselbekleidung.

Heusinger v. Waldegg, Ausführung der Kesselbekleidung an den Locomotiven der Taunusbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1847, p. 138.

e. Ueber Aschenkasten.

Aschenkasten der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 167.

Ueber Aschenkasten von amerikanischen Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 211.

Paulus, R., Zweckmässige Vorrichtung an den Aschenkasten der Locomotiven von der Schweizerischen Nord-Ostbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 99.

Welche neue Erfahrungen liegen über Verhindern des Funkensprühens bei den Locomotivschornsteinen und Aschenkasten vor? 3. Supplementband des Organs, p. 158.

f. Ueber Locomotiv- und Signallaternen.

Rau, E., Verbesserte Wasserstandslaterne. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 124.

Richard's Eisenbahnzug-Reflector. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1877, p. 251, nach Railroad-Gazette 1877 v. 1. Juni.

Signallaternen für Petroleum. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 42.

Steyrer, L., und Rothmüller, S., Vervollkommnete Petroleumlampe für Eisenbahnsignale aller Art. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 68.

XV. Capitel.

Construction der Tender.

Bearbeitet von

Ch. Strick,

Finanzrath und techn. Mitglied der Generaldirection der Sächsischen Staatsbahnen in Dresden.

(Hierzu Tafel LIII bis LVI.)

---

§ 1. Allgemeines über Tender. — Das Bedürfniss, bei längeren Fahrten mit der Locomotive einen grösseren Vorrath von Brennmaterial und Wasser mitzuführen, der es ermöglicht, weitere Strecken zu durchfahren, ohne die Locomotive von Neuem mit den genannten Materialien zu versehen, führte zu der Construction eines besonderen Proviantwagens, welcher zur Unterbringung eines grösseren Vorraths besonders geeignet ist und stets unmittelbar hinter der Maschine in enger Verbindung mit dieser so placirt ist, dass während der Fahrt eine bequeme Communication zwischen beiden stattfinden kann.

So dringend auch dieses Bedürfniss in den meisten Fällen auftritt, so giebt es doch Verhältnisse, unter denen dieser Proviantwagen, Tender genannt, entbehrlich ist, ja sogar die Unterbringung eines geringeren Quantums von Wasser und Brennmaterial auf der Locomotive selbst gewisse Vortheile bietet, welche die Nachtheile einer öfteren Aufnahme dieser Materialien erheblich überwiegen.

Solche Locomotiven, welche, da sie den Zweck des Tenders gleichzeitig miterfüllen, den Namen Tendermaschinen erhalten haben, finden wir in dem XVIII. Capitel dieses Bandes eingehender behandelt.

Aus dem Gesagten geht schon hervor, welche wesentlichen Anforderungen man an den Tender zu stellen hat. Derselbe muss ein möglichst grosses Quantum Brennmaterial fassen, da gerade die Aufnahme Dieses sehr zeitraubend ist und deshalb in der Regel nur auf den Endstationen geschehen kann. Der Tender muss ferner ein der Lage der Wasserstationen, den Gefällverhältnissen der Bahn und der Gattung der Züge angemessenes Quantum Wasser aufnehmen können; beide Materialien müssen bequem dem Tender zu entnehmen sein, um sie nach Bedarf der Locomotive zuzuführen. Dabei erfordert der Tender eine sehr solide Construction, damit er den Kraftäusserungen der Maschine, welche in der Regel durch ihn auf andere Fuhrwerke übertragen werden und sich nicht selten als kräftige Stösse kundgeben, zu widerstehen vermag.

Ist nun auch mit der Aufnahme von Wasser und Brennmaterial der Hauptzweck des Tenders erfüllt, so hat man es doch verstanden, denselben noch in anderer

Die früher meistens zur Anwendung gekommenen Eisen- oder Puddelstahlreifen sind durch Gussstahlreifen schon vielfach verdrängt.

Was die Dimensionen und das Material der Achsenschäfte betrifft, so muss auf das III. Capitel des 2. und das XI. Capitel des 3. Bandes verwiesen werden, welche diesen Gegenstand eingehend behandeln; nur dürfte die Bemerkung hier am Platze sein, dass die Achsen mit wenigen Ausnahmen äussere Schenkel haben, wodurch eine grosse Breite des Untergestelles, sowie ein ruhiger Gang des Tenders erzielt wird. Die vorhin erwähnte Ausnahme findet sich z. B. bei dem in Fig. 9—11, Tafel LIV, abgebildeten Torftender der Oldenburgischen Staatsbahn.

Material des Gestelles. Die übliche Bezeichnung hölzerne und eiserne Tender bezieht sich selbstverständlich nur auf das Material des Gestelles und zwar speciell auf das unter dem Wasserkasten liegende horizontale Rahmenwerk. Während man dieses letztere früher aus Holz construirte und zwar ganz ähnlich dem Gestelle der Wagen, baut man jetzt sog. hölzerne Tender nur noch vereinzelt; der Fortschritt in der Fabrikation geeigneten Façoneisens hat rationellen und soliden Eisenconstructionen Bahn gebrochen. Die hölzernen Gestelle sind zwar in der Anschaffung um etwas billiger, bieten aber nicht den Widerstand gegen Stösse und Witterungseinflüsse, wie die eisernen und erfordern deshalb bei kürzerer Dauer doch verhältnissmässig grössere Unterhaltungskosten. Ganz besonders leiden auch die hölzernen Rahmen durch das Wasser, welches beim Anfeuchten der Kohlen durchsickert oder durch undichte Stellen des Wasserkastens in das Gefüge des Rahmens eindringt.

Form der Gestelle. Hölzerne und eiserne Rahmen stimmen in ihren wesentlicheren Constructionstheilen ziemlich überein. Ein specielleres Eingehen auf die ersteren möchte daher überflüssig und um so weniger gerechtfertigt sein, als die hölzernen Rahmen eigentlich nur noch eine geschichtliche Bedeutung haben. Um aber wenigstens ein Bild von der überall sich wiederholenden Grundform zu geben, mag die Beschreibung eines solchen Gestelles hier Platz finden.

Fig. 1, 2 und 3, Tafel LIII, stellen den Rahmen eines dreiachsigen Tenders für Güterzugmaschinen mit 5660 Liter Fassungsraum dar, wie solche auf den Sächsischen Staatsbahnen zur Anwendung gekommen und auch jetzt noch im Betriebe sind. Zwei kräftige Wangen *AA* von 0,340 m Höhe und 0,1 m Stärke bilden mit den beiden Kopfschwellen *BB* von gleicher Stärke einen viereckigen Rahmen, welcher durch die stärkeren Querschwellen *CC*, sowie durch die etwas schwächeren Streben *EE* und die Hölzer *FF* gegen Verschiebung gesichert ist. Die letzterwähnten Hölzer sowie die anderen mehr untergeordneten Constructionstheile liegen, soweit sie sich unter dem Wasserkasten, welcher punktirt eingetragen ist, befinden, mit den Wangen und Kopfschwellen theils in einer horizontalen Fläche, unter dem Kohlenraume dagegen um etwas vertieft, wie aus Fig. 2 zu ersehen. Die ausserhalb parallel den Wangen hinlaufenden schwächeren Hölzer *DD* dienen mit den sie tragenden gusseisernen Consolen *GG* zur Unterstützung und namentlich zur Befestigung des Wasserkastens.

An der inneren Fläche der Wangen *AA* sind mittelst Schrauben die Achshalter befestigt. Die beiden Kopfschwellen dienen zur Anbringung der Zug- und Stossapparate. Wangen, Kopf- und Querschwellen sind in den Ecken durch kräftige eiserne Winkel verbunden, die anderen Hölzer untereinander und mit den vorgenannten lediglich verzapft.

erweckt. Dieser Tender fasst gleichfalls 8500 Liter Wasser und hat bei gleicher Achsenentfernung einen Radstand von 3,404 m. Das Gestell desselben ist in der Fig. 8*a* — 8*d*, Tafel LIV, abgebildet und unterscheidet sich von dem niederschlesisch-märkischen Tender hauptsächlich durch eine ganz abweichende Anordnung der Quer- und Längenverbindungen, sowie durch das Fehlen des Unterbodens. Die Abbildungen werden einer weiteren Beschreibung nicht bedürfen; einige Details werden weiter unten noch Erwähnung finden.

Bei einem Vergleiche der verschiedenen Constructionen, welche wir in eisernen Gestellen nunmehr kennen gelernt haben, kommen drei wesentliche Momente in Frage, die Billigkeit der Herstellung, die Solidität, die leichte Unterhaltung.

Hinsichtlich der Billigkeit verdienen ohne Zweifel die Gestelle aus Doppel-T-Eisen mit aufgenieteten oder aufgeschraubten Achshaltern den Vorzug, dagegen kommen dieselben an Solidität den Wangen, welche mit den Achshaltern aus einem Ganzen bestehen, nicht gleich; letztere sind aber nicht allein schwieriger herzustellen. sondern erhalten auch ein grösseres Gewicht und sind demnach theuer in der ersten Anschaffung. Was endlich die leichte Unterhaltung betrifft, so kommen zwar Reparaturen an den Gestellen, mit Ausnahme des Abrichtens der Achsgabeln seltener vor. Wird schon die eben erwähnte Arbeit durch das leicht mögliche Abnehmen der Achshalter sehr erleichtert, so ist diese Trennbarkeit besonders dann von grossem Vortheil, wenn das Gestell durch Entgleisung oder Zusammenstoss destruirt worden ist. — Die Beschädigungen, welche dann in der Regel an den unteren Theilen des Gestelles. d. h. an den Achsgabeln eintreten, lassen sich mit ungleich geringerem Kostenaufwande beseitigen als bei den entgegenstehenden Constructionen.

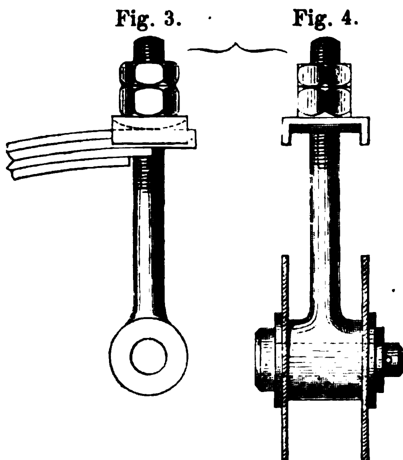
Es würde nun noch eine Abnormität in der Bildung des Tendergestelles kurz zu erwähnen sein. Ende der sechziger Jahre sind von Krauss in München Torftender für die Oldenburgische Bahn geliefert, welche eigentlich kein Gestell besitzen. Dasselbe wird vielmehr durch den Wasserkasten gebildet, welcher, um genügenden Raum für den Torf zu schaffen, auf einen lediglich zwischen den Rädern und unterhalb des Fussbleches liegenden Behälter beschränkt ist. Dieser Tender ist in Fig. 9 bis 11. Tafel LIV, abgebildet.[7]) Der Wasserkasten, welcher einen Fassungsraum von 5400 Liter besitzt, ist über den beiden Achsen ausgeschnitten und die 7 mm starken Seitenwände desselben stehen an diesen Ausschnitten so weit vor, dass sich zur Anbringung der Lagerführungen genügend Platz findet (s. Fig. 10). Die Federn liegen über dem Wasserkasten, und es mussten deshalb behufs Durchführung der Federstützen besondere Röhrchen eingesetzt werden.

Die ganze Construction ist originell und neu. Die innere Lage der Achsschenkel ist zwar hinsichtlich der Stabilität ein Nachtheil, der aber durch die sehr tiefe Lage des Wasserkastens wieder ausgeglichen zu sein scheint; wenigstens sollen sich die Tender gut bewährt haben. Weiter unten werden wir noch Gelegenheit finden, auf die sonstigen Theile des Tenders etwas näher einzugehen.

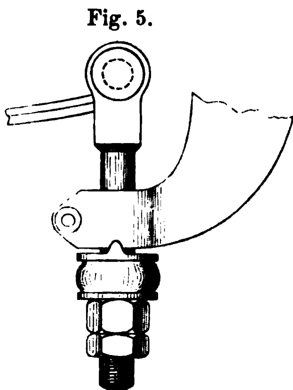
Nachdem wir nun den Hauptbestandtheil des Tendergestelles, den Rahmen. näher kennen gelernt haben, würden die untergeordneten, übrigens zum Gestelle gehörigen Theile, als Achsbüchsen, Federn und Federgehänge, Balanciers, Zug- und Stossvorrichtungen noch zu besprechen sein.

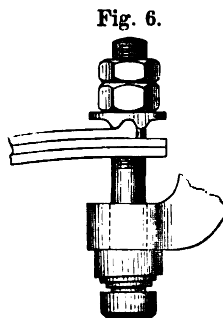
7) Der Tender hat einen Radstand von 3,1 m und ein Leergewicht von 9000 kg.

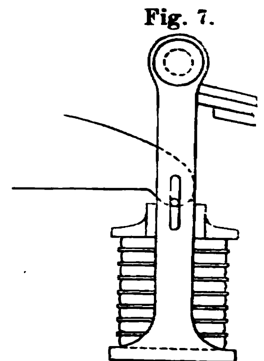
Ein Uebergang zu dieser neuen Art findet sich an dem vierrädrigen Tender der Hannoverschen Bahn, Fig. 5—7, Tafel LIII. Die oberen Federlagen sind hier nur mit einem halbrunden Einschnitte für das Gehänge versehen. Vollständig ungeschwächt bleibt das Ende der Feder bei der aus Fig. 8[a], Tafel LIV, zu ersehenden Form des Gehänges. Die oberste Federlage ist rund angestaucht und wird von dem hakenförmigen Kopf des Gehänges umfasst. Die Vorzüge dieser beiden letzten, jetzt häufig angewandten Aufhängungsmethoden sind bereits im Vorstehenden angedeutet und gewiss nicht zu verkennen, doch kann denselben mit Recht der Vorwurf gemacht werden, dass bei etwaigem Bruche der oberen Federlage ein Verschieben derselben und gar das Abgleiten des Gehängekopfes zu befürchten ist. Sehr zu empfehlen ist auch das Gehänge des sächsischen Tenders (Fig. 4, Taf. LIII), welches das umgebogene Ende der oberen Federlage gabelförmig umfasst.


Fig. 3. Fig. 4.

Hier und da hat man, um dem Reissen der Federgehänge vorzubeugen, denselben eine elastische Aufhängung gegeben und dies dadurch erreicht, dass man unter den Kopf des Gehängebolzens oder unter die Mutter eine dicke Gummischeibe oder eine Volutenfeder (z. B. an Tendern der Mecklenburgischen Bahn) gelegt hat. Die Figuren 5 und 6 stellen solche Gehänge dar.


Fig. 5.

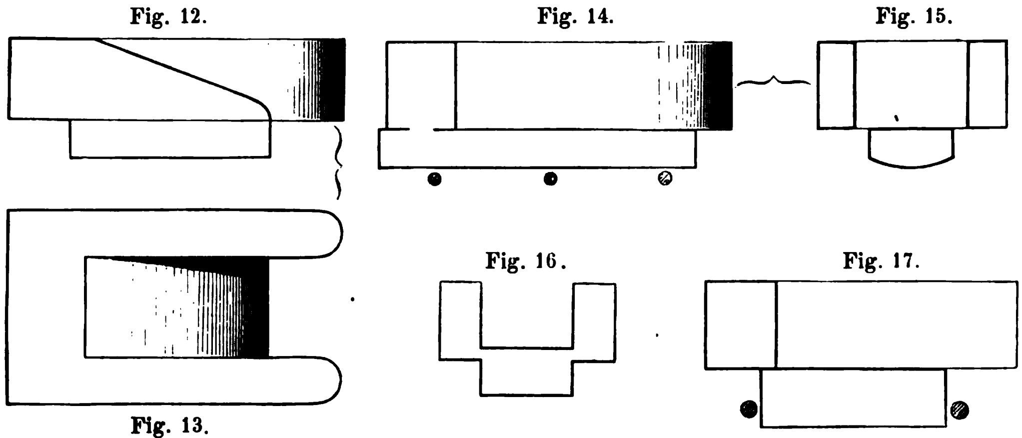

Fig. 6.


Fig. 7.

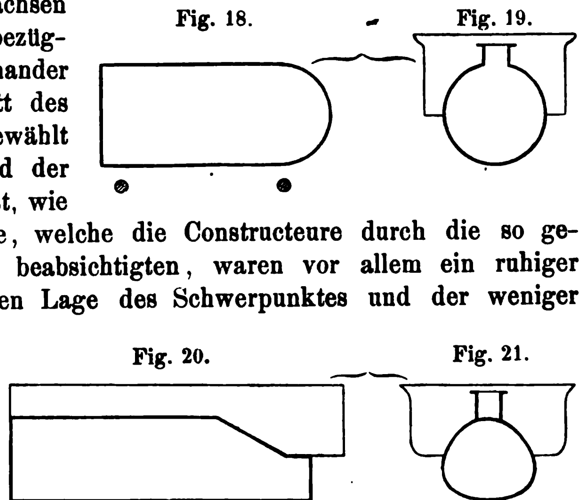
Eine sehr ausgebildete Construction dieser Art möge hier noch kurz berührt werden; sie fand sich an Maschinen und Tendern aus der Fabrik von Schneider in Creuzot auf der Pariser Ausstellung von 1867, ist übrigens in früheren Jahren auch in England schon zur Anwendung gekommen. Das elastische Mittel besteht hier aus einem System von grösseren viereckigen Gummischeiben, welche durch dünne Bleche voneinander getrennt sind. Die Anordnung ist aus Fig. 7 zu ersehen, empfiehlt sich jedoch, so zweckentsprechend sie auch sonst sein mag, wegen ihrer Complicirtheit nicht.

So wirksam die Federn auch geringe Unebenheiten der Bahn ausgleichen und einen sanften Gang des Tenders bewirken, so können sie doch bei schlechter Lage des Gleises, in scharfen Curven etc. die theilweise Entlastung einer Achse oder

den Querdurchschnitt des Wasserkastens von dem mehrerwähnten Schnellzugtender der Westfälischen Bahn. Derselbe hat einen Fassungsraum von 8500 Liter; der Unterkasten liegt zwischen den beiden Schenkeln des Hufeisens. Fig. 17 stellt eine gebräuchliche Anordnung des Unterkastens bei zweiachsigen Tendern dar.

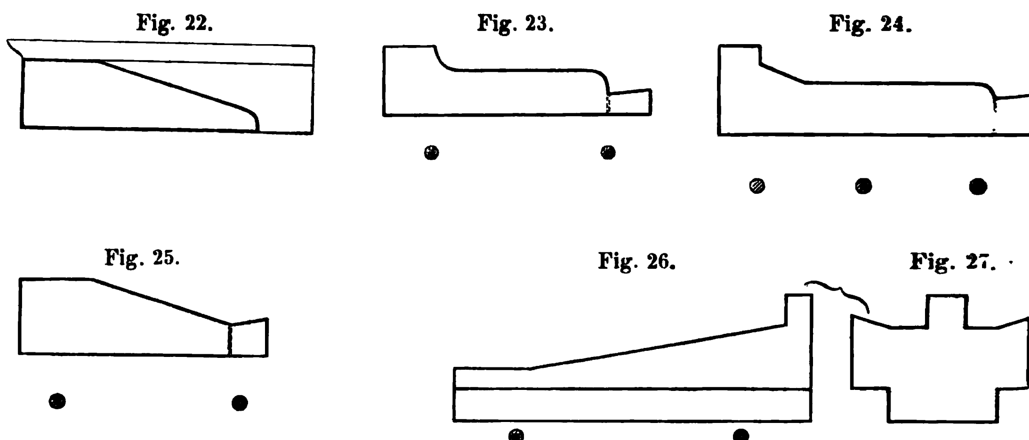

Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15. Fig. 16. Fig. 17.

Eine von den Hufeisentendern auffällig verschiedene Construction zeigen die Tender mit kesselförmigem Wasserkasten, wie sie vor mehr als fünfundzwanzig Jahren vereinzelt in Deutschland zur Anwendung kamen. Der erste Tender dieser Art wurde etwa 1845 von Taylour & Co. (Vulcan-Foundry) in England an die Main-Neckarbahn geliefert. Fast gleichzeitig wurden auch solche Tender von Zorge für die damalige Chemnitz-Riesaer Bahn in Sachsen gebaut.[12] Die Constructeure sind bezüglich des Wasserkastens insoweit voneinander abgewichen, als für den Querschnitt des englischen Tenders die Kreisform gewählt worden, s. Fig. 18 und 19, während der Querschnitt der Zorger Tender oval ist, wie Fig. 20 und 21 zeigt. Die Vortheile, welche die Constructeure durch die so geformten Wasserkasten zu errreichen beabsichtigten, waren vor allem ein ruhiger Gang des Tenders infolge der tiefen Lage des Schwerpunktes und der weniger heftigen Schwankungen des Wassers, Schutz des Wasserkastens gegen Abkühlung, Stabilität der Cisternen an und für sich. Diese Vortheile sind ohne Zweifel vollständig erreicht, namentlich zeichnen sich diese noch jetzt auf der Sächsischen Bahn in Gebrauch befindlichen Tender, welche 4400 Liter Wasser fassen, durch ihren ruhigen Gang aus; dagegen ist aber dem Fassungsraum eine gewisse enge Grenze gesteckt, die nur durch Verlängerung des ganzen Tenders erweitert werden kann; ferner ist das Einschaufeln des Brennmaterials in den schmalen Seitenräumen nicht sehr bequem und der Raum in der Mitte des Tenders trotz der Abschrägung des Wasserkastens sehr beschränkt.


Fig. 18. Fig. 19. Fig. 20. Fig. 21.

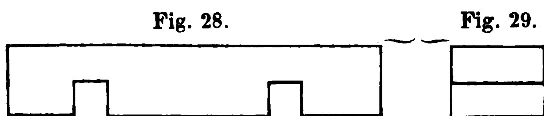
[12]) Vergl. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 33. und 1847, p. 13.

Schon damals suchte man die vorerwähnten Vortheile, besonders eine tiefe Lage des Schwerpunktes auf eine andere Weise zu erreichen und zugleich die der vorigen Construction anhaftenden Mängel zu beseitigen, indem man den Wasserkasten in mehr constructiver Weise durch gerade Wände begrenzte und ihm eine prismatische Form ertheilte.



Die ältesten Tender dieser Art hatten Wasserkasten wie Fig. 22 zeigt. Diese Form litt infolge der langen schrägen Decke, die zwar das Herabgleiten des Brennmaterials sehr erleichterte, an dem Fehler, dass die Belastung der Achsen je nach dem Wasserstande sehr variirte. In dieser Beziehung ist die prismatische Form nach und nach verbessert und besonders in Süddeutschland jetzt viel zu finden. Eine weitere Ausbildung haben diese Tender durch Hinzufügung eines Unterkastens zwischen den Rädern erfahren, wodurch dieselben einen bedeutenden Fassungsraum, ohne gerade erhebliche Länge zu bedingen, gewähren. Die vorstehenden Fig. 23 u. 24 stellen zwei etwas verschiedene Formen, wie sie aus der Kessler'schen Fabrik in Esslingen hervorgegangen, dar. Die schräge Fläche am vorderen Ende des Wasserkastens hat den Zweck, das Einschaufeln der Kohlen zu erleichtern. Um das Ansammeln von Wasser in der dadurch gebildeten Vertiefung zu vermeiden, setzt man einige eiserne Röhrchen, welche beide Böden verbinden, ein, wie die punktirte Linie andeutet. Aehnlich ist die in Fig. 25 abgebildete Cisterne.

Eine etwas abweichende Construction hat der Wasserkasten des auf Taf. LIII in Fig. 5—7 dargestellten Güterzugtenders der Hannoverschen Bahn, welcher einen Fassungsraum von 8500 Liter hat. Die Decke der Cisterne ist nämlich, abgesehen von der zum Theil schrägen Lage, nach der Mitte hin vertieft, um das Rutschen des Brennmaterials nach der Mitte hin zu befördern; ausserdem hat der Unterkasten gleiche Länge mit dem Oberkasten. Die Skizze Fig. 26 u. 27 erläutert diese Form.



Als Abnormität dürfte hier noch der Wasserkasten des in den Fig. 9 bis 11, Taf. LIV, abgebildeten Torftenders der Oldenburgischen Bahn Erwähnung finden. Bei diesem Tender ist, um genügenden Raum für den Torf zu finden, nur ein Wasserkasten unter das Fussblech und zwischen die Räder gelegt, wie die Skizze Fig. 28 und 29 zeigt. Um aber noch einen hinreichenden Wasserraum zu erlangen, hat man den Kasten tief

Die hier beschriebene Anordnung bildet eigentlich einen Uebergang zu der zweiten Gruppe, den Tendern mit eisernem Unterboden.

An einer sehr grossen Zahl älterer von Borsig erbauten Tender sind Wasserkasten und Gestell auf die in der Fig. 13, Taf. LIII, abgebildeten Weise zusammengefügt. Auf dem Rahmen liegt der Unterboden *a*, welcher mit den Gestelltheilen vernietet und ausserhalb durch ein stützenartig angeordnetes durchlaufendes Blech *b* getragen wird. Der äussere Rand dieses Bodens ist an den Seiten und hinten mit dem Winkeleisen *c* eingefasst, in demselben steht der Wasserkasten auf einer Zwischenlage von Eichenholz *e*; ein zweiter auf den Boden genieteter Winkel *f* umgiebt den innern Raum des Hufeisens: beide schützen den Wasserkasten gegen jede Verschiebung. Die eigentliche Verbindung ist durch fünf Laschen *g* bewirkt, welche mit den Winkeln *f* vernietet und mit der Innenwand der Cisterne durch je fünf Schrauben verbunden sind.

Um die Verschiebung des Wasserkastens auf dem Gestelle bei etwa gewaltsamer Trennung dieser Verbindung dennoch zu erschweren, ist an den äusseren Winkel *c* das Blech *d* genietet und dadurch ein höherer Rand gebildet. Dieser Rand hat jedoch in der bezeichneten Hinsicht keinen besonderen Werth, andrerseits aber den grossen Nachtheil, dass sich in der zwischen ihm und der Cisterne gebildeten Fuge Schmutz und Feuchtigkeit aufhält, durch die das Rosten der Bleche sehr befördert wird. Diese Construction wird daher nur selten noch angewendet.

Eine der eben beschriebenen nachgebildete, übrigens wesentlich verbesserte Verbindungsart findet sich an den mehrerwähnten Tendern der vorm. Leipzig-Dresdner Bahn (Fig. 8—11, Tafel LIII) und der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Fig. 4—6. Tafel LIV).

Der Unterboden überragt nach aussen die Wangen nur unbedeutend und ist etwas nach abwärts gebogen, um das Abfliessen des Wassers zu erleichtern (Fig. 6. Tafel LIV). Zwischen Unterboden und Cisterne liegen statt des Holzbodens einzelne eiserne Unterlagen *z* (Fig. 10, Tafel LIII) sowie hauptsächlich die Lappen der gusseisernen Consolen *c* (Fig. 8, Tafel LIV); die kleinen vor den Stirnseiten dieser Consolen herlaufenden Winkel *w* sind mit dem Wasserkasten verschraubt. Im Uebrigen ist die Befestigung dieselbe, wie die zuvor beschriebene, nur ist auf jeder Console die Cisterne noch mittelst einer starken Schraube befestigt.

Fig. 30.

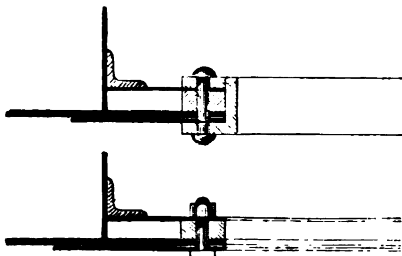


Fig 31.

Eine Combination der beiden vorigen Verbindungsarten ist an dem Güterzugtender der Oberschlesischen Bahn (Fig. 1—3, Tafel LIV zur Ausführung gebracht, welche noch dadurch eigenthümlich ist, dass trotz des Unterwasserkastens ein ganz durchgehender Unterboden vorhanden ist. Der Verschiebung des Wasserkastens ist dadurch vorgebeugt, dass die Seitenwände den Unterboden und das denselben stützende Blech übergreifen. Weiterer Erklärung bedarf die Construction nach dem Bisherigen nicht, nur dürfte noch zu erwähnen sein, dass die Communication des Ober- und Unterkastens durch eine runde Oeffnung *o* hergestellt ist. Die wasserdichte Verbindung der beiden Bleche ist auf zweifache Weise ausgeführt, wie die Figuren 30 und 31 veranschaulichen.

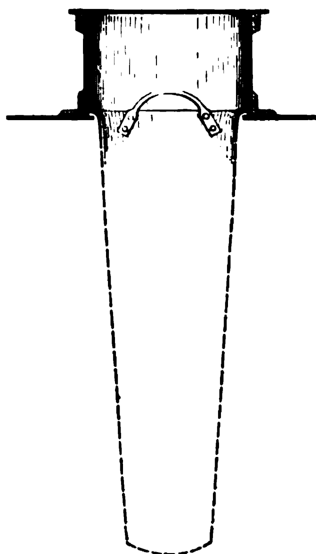
Um das Abheben des Wasserkastens bei etwa vorzunehmenden Reparaturen zu erleichtern, nietet man an den oberen Rand desselben nach der Seite des Kohlenraumes hin 3 oder 4 Haken oder Bügel, welche zum Einhängen der Krahnketten geeignet sind.

Füllöffnungen, Füllrohre. — Selbstverständlich muss jeder Wasserkasten mit einer Oeffnung versehen sein, durch welche die Füllung erfolgen kann. Diese Oeffnung befindet sich in der Regel auf dem hinteren Theile der Decke und zwar in der Mitte derselben, oder es sind, was sich jedoch selten findet, zwei seitlich auf der Decke liegende Oeffnungen vorhanden. Die seitliche Lage der Oeffnungen bietet den Vortheil, dass die Ausgussrohre der Wasserkrähne eine geringere Länge erhalten können.

Die Füllöffnung muss so gross sein, dass auch ein Arbeiter bequem durch dieselbe in das Innere der Cisterne gelangen kann, was wegen vorzunehmender Reparatur oder Reinigung häufig erforderlich wird. Aus diesem Grunde giebt man der Oeffnung in der Regel eine ovale Form. Um das Hineinfallen von Brennmaterial oder sonstigen fremden Körpern, sowie auch das Ueberfliessen zu verhüten, versieht man die Oeffnung mit einem circa 300 mm hohen Füllrohre oder Halse, welcher meistens aus Blech, seltener aus Gusseisen hergestellt ist und oben mittelst eines an Scharnieren befestigten Deckels verschlossen werden kann.

Form und Lage dieser Füllrohre sind aus den beigegebenen Abbildungen zur Genüge zu erkennen. Eine in jeder Hinsicht von der gewöhnlichen abweichende Anordnung besitzt der in Fig. 9—11, Tafel LIV, abgebildete Torftender der Oldenburgischen Bahn. Die Decke des Wasserkastens ist nämlich mit zwei seitlich angebrachten Blechtrichtern *tt* versehen, welche in geneigter Lage die Seitenwände des Torftenders durchdringen und aussen mit Deckeln versehen sind.

Fig. 32.



Häufig, und zwar besonders bei Holzfeuerung, versieht man die Füllöffnung mit einem lose eingehängten, siebartig gelöcherten Blechtrichter, welcher, wie Fig. 32 zeigt, fast bis auf den Boden herabreicht und alle fremden Körper, welche den Ventilen des Tenders, sowie den Pumpen oder Injecteuren nachtheilig werden könnten, zurückzuhalten bestimmt ist.

Absperrventile oder -Hähne. — Diese Apparate setzen den Führer in den Stand, die Pumpen oder Injecteure der Locomotive nach Belieben mit dem Wasserraume des Tenders in Verbindung zu bringen, sie verhüten ferner, wenn sie geschlossen sind, jeden Wasserverlust, sowohl beim Losnehmen des Tenders von der Maschine, als auch während der Fahrt, durch die etwaigen Undichtigkeiten der sogenannten Schlauchverbindungen. Da die Saugrohre der genannten Speiseapparate stets getrennt bis zum Wasserkasten des Tenders geführt sind, so müssen zwei solcher Abschlussvorrichtungen vorhanden sein. Dieselben befinden sich, um den Wasservorrath ganz erschöpfen zu können, an der tiefsten Stelle des Wasserkastens und zwar entweder innerhalb oder ausserhalb desselben; die letztere Anordnung ist

Als hierher gehörig ist noch eine eigenthümliche Absperrvorrichtung zu erwähnen, welche schon vor etwa 25 Jahren zur Anwendung gebracht wurde und, wenigstens im Princip, noch jetzt vereinzelt zu finden ist. Das Saugrohr *c* (Fig. 15, Tafel LV) ist durch den Boden des Wasserkastens bis zur Decke hinaufgeführt und reicht von hier mittelst der Stücke *a* und *b* heberförmig bis fast auf den Boden wieder herunter. Im Scheitel befindet sich ein durchbohrter Hahn *d*. Ist derselbe geschlossen, so folgt das Wasser dem Zug der Pumpe; wird er dagegen geöffnet, so tritt Luft in das Saugrohr und die Wirkung der Pumpe hört auf. Selbstverständlich ist also von dem vollkommen dichten Schlusse des Hahns *d* die Wirkung der Pumpe abhängig.[15])

Wasserstandszeiger. — Wenn der aufmerksame Führer während der Fahrt im Allgemeinen auch ziemlich genau zu beurtheilen weiss, wie viel Wasser etwa in seinem Tender noch vorhanden ist, so kommen doch mancherlei Verhältnisse vor, die dieses Urtheil erschweren, unter denen doch aber eine zuverlässige Beobachtung wünschenswerth, um zu erfahren, ob und wie viel Wasser aufzunehmen ist. An manchem Tender fehlen zwar Vorrichtungen, welche den Wasserstand rasch und leicht erkennen lassen, der Mehrzahl nach sind sie jedoch jetzt mit solchen Wasserstandszeigern versehen. Diese Apparate sind meistens an der äusseren Seitenwand möglichst nahe dem Führerstande angebracht und bestehen entweder in Probirhähnen, in einem Wasserstandsglase, oder in einem Schwimmer mit Zeiger. Selten sind zwei derselben zugleich an einem Tender vorhanden.

Die Probirhähne, deren man drei oder vier übereinander anbringt, sind offenbar die wenigst vollkommenen Vorrichtungen, da sie den Wasserstand nicht direct und genau anzeigen. An dem in Fig. 9—11, Tafel LIV, abgebildeten Tender finden sich beispielsweise solche Hähne.

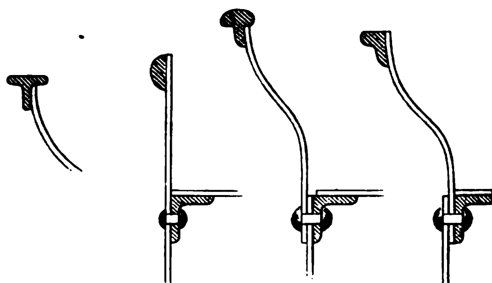
Besser sind die Wasserstandsgläser, vorausgesetzt, dass sie rein gehalten werden. Sie haben nahezu die Höhe des ganzen Wasserkastens, sind unten mit demselben durch einen Hahn verbunden und oben offen. Der Hahn ist entweder unter rechtem Winkel durchbohrt oder er ist ein Dreiweghahn, durch welchen auch das Wasser aus dem Glase abgelassen werden kann, was im Winter beim Stillstande des Tenders zur Verhütung des Einfrierens nöthig ist. Das Glas liegt entweder ganz frei, wie in Fig. 8, Tafel LIII, bei *g*, oder es ist zum Schutz gegen Zerbrechen von einer geschlitzten Hülse umgeben, wie in Fig. 1^b, Tafel LIV. Da eine feste Hülse das Reinigen des Glases erschwert, so muss dieselbe entweder drehbar oder ganz loszunehmen sein.

Vollkommener noch als die Gläser sind die Schwimmer. Diese bestehen aus einem kugel- oder linsenförmig aus Kupferblech hergestellten Körper, welcher mittelst einer Stange auf einer im Innern des Tenders liegenden Welle befestigt ist. Diese Welle ist mittelst einer Stopfbüchse durch die Seitenwand des Wasserkastens geführt und trägt aussen einen kleinen Zeiger, welcher auf einer Scale den Wasserstand entweder nach Längenmaass, nach Bruchtheilen der Höhe oder auch nach dem Cubikinhalte angiebt. Die Welle muss möglichst dünn construirt werden, um die Reibung in der Stopfbüchse zu vermindern; die Schwimmerstange darf nicht zu kurz sein, weil sonst die Empfindlichkeit des Apparates, namentlich bei sehr hohem und sehr tiefem Wasserstande beeinträchtigt wird. Gut ist es, die Schwimmerkugel möglichst in die Längenmitte des Wasserkastens zu bringen, weil hier die Schwankungen

---

15) Siehe Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 61.

gebildet, dass man entweder die Seiten- und Rückwandbleche nach oben verlängert oder, was mehr zu empfehlen ist, besondere Bleche annietet, wie die untenstehenden Figuren zeigen. Der grösseren Steifigkeit wegen wird diese so gebildete Galerie an der oberen Kante mit halbrundem Winkel- oder T-Eisen eingefasst. Die Figuren 34 bis 37 zeigen die gebräuchlichsten Formen.


Fig. 34. Fig. 35. Fig. 36. Fig. 37.

Seltener schliesst man bei den Hufeisentendern, um das Herabstürzen der hochaufgehäuften Kohlen zu verhindern, den Kohlenraum vorn durch eine verticale Blechwand ab, welche am Boden mit einer genügend grossen Oeffnung zum Ausschaufeln der Kohlen versehen ist; ein solcher Abschluss erschwert sehr die Communication mit dem hinteren Theile des Tenders, sowie das Zerschlagen der grösseren Kohlenstücke und ist deshalb nicht zu empfehlen. Anders ist dies freilich bei den Tendern mit prismatischem Wasserkasten. Bei diesem erstreckt sich der Kohlenraum über die ganze Breite des Tenders; die Decke der Cisterne bildet den Boden, die erheblich verlängerten Seitenbleche die Wände desselben. Da der Boden in der Regel erheblich höher als die Platform der Maschine liegt, so legt man den ersteren, um durch selbstthätiges Herabrutschen der Kohlen das häufige und beschwerliche Besteigen des Kohlenraumes unnöthig zu machen, ganz oder theilweise geneigt, wie wir es bei Betrachtung der verschiedenen Formen der Wasserkasten gesehen haben. Aus diesem Grunde, sowie wegen der grossen Breite des Kohlenraumes ist ein Abschluss desselben am vorderen Ende nothwendig; dieser ist zum Einschaufeln der Kohlen entweder in der Mitte auf eine Breite von 0,7 m bis 0,9 m ganz unterbrochen und daselbst durch einen Schieber mehr oder weniger verschliessbar oder nur über dem Boden mit einer Oeffnung versehen.

Diesem Boden, oder vielmehr der Decke des Wasserkastens, giebt man meistens am vorderen Ende auf 0,6 m — 0,9 m Länge eine geringe Neigung nach hinten, wie in den Fig. 23—25, p. 956, angedeutet, wodurch das Ausschaufeln der Kohlen sehr erleichtert wird; überhaupt ist diese Arbeit bei Tendern dieser Art der höheren Lage des Bodens wegen weit weniger beschwerlich, als bei den Hufeisentendern.

Die Tender für Holzfeuerung unterscheiden sich von den jetzt beschriebenen nur sehr wenig. Da das Holz jedoch schon einen beträchtlich grösseren Raum einnimmt als die Kohlen, so führt man die Seitenwände oder die Galerie bei Hufeisentendern höher hinauf und stellt sie statt aus vollem Blech gitterförmig aus Stäben von dünnem Flacheisen her.

Ganz besonderer Construction bedürfen dagegen die Tender für Torf, ebensowohl wegen des grossen Volumens als wegen der leichten Entzündbarkeit desselben durch die aus dem Schornstein geworfenen Funken. Als Beispiel diene der mehr erwähnte Torftender der Oldenburgischen Bahn (Fig. 9—11, Tafel LIV).

Der Wasserkasten liegt, wie schon früher bemerkt, nur unter dem Fussbleche des Tenders, während der kastenartige Aufbau über demselben ausschliesslich zur Aufnahme des Torfes bestimmt ist. Dieser nach Form und Grösse den Güterwagen ähnliche Kasten ist aus dünnem Blech hergestellt, innerhalb und ausserhalb mit Λ-Eisen armirt. Die Füllung dieses Raumes geschieht durch vier auf der Decke

3.	Länge von Mitte Vorderachse bis Mitte Mittelachse	1775	mm
4.	Länge von Mitte Mittelachse bis Mitte Hinterachse	1525	-
5.	Länge von Mitte Hinterachse bis Aussenkante des hinteren Kopfstückes	920	-
6.	Länge des hinteren Kopfstückes	2600	-
7.	Länge zwischen den verticalen Zugkastenblechen von Maschine und Tender im Lichten	100	-
8.	Länge von Mitte zu Mitte Handgriffsäule zwischen Maschine und Tender	500	-
9.	Länge von Vorderkante Wasserkasten bis Mitte Handgriffsäule	450	-
10.	Länge von Vorderkante Wasserkasten bis Vorderkante des vorderen Zugkastens	700	-
11.	Höhe der Trittblech-Unterkante am Führerstande über Schienenoberkante	1210	-
12.	Höhe der Hauptträger	238	-
13.	Höhe des Kopfstückes	260	-
14.	Höhe der Oberkante der Hauptträger über Schienenoberkante	1137	-
15.	Höhe von Mitte Achse bis Unterkante-Langträger	432	-
16.	Höhe von Mitte Kuppelung zwischen Maschine und Tender bis Schienen-Oberkante	1040	-
17.	Höhe von Oberkante Trittblech bis zur Bremskurbel	1170	-
18.	Breite des Trittblechs am Führerstande	2950	-
19.	Breite zwischen den Schutzblechen am Führerstande	2750	-
20.	Breite von Mitte zu Mitte Nothkuppelung	300	-
21.	Stärke der Hauptträger in den Stegen	12	-
22.	Stärke des horizontalen Aussteifungsbleches im vorderen Zugkasten	15	-
23.	Buffer, Länge vor dem Kopfstück	650	-
24.	Durchmesser der Stossscheiben	370	-
25.	Durchmesser der Bufferstangen	65	-
26.	Länge der Bufferhülse	400	-

B. Federn und Balanciers.

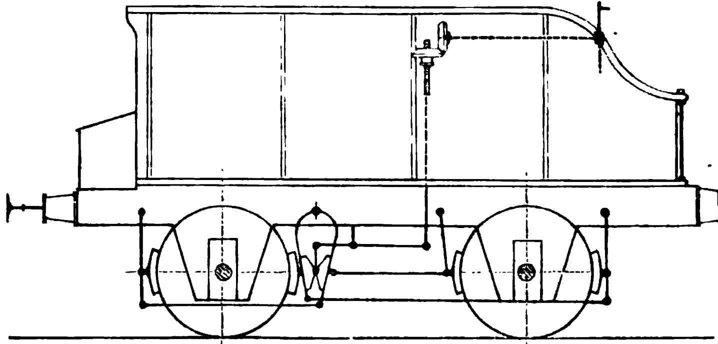
27.	Länge der Tragfedern im geraden Zustande	950	-
28.	Verhältniss des vorderen Hebelarmes des Seitenbalanciers zum hinteren	7 : 6	-

C. Wasserkasten.

29.	Länge des Wasserkastens aussen	4450	-
30.	Länge eines vorderen Werkzeugkastens	600	-
31.	Länge des hinteren Werkzeugkastens	450	-
32.	Länge von Vorderkante Wasserkasten bis zum Anfang der geneigten Decke	600	-
33.	Länge von Hinterkante des Wasserkastens bis zum Ende der geneigten Decke	1850	-
34.	Länge der geneigten Decke (horizontale Projection)	2000	-
35.	Höhe des Wasserkastens vorn	in der Mitte 435 mm an d. Seiten 455 mm	
36.	Höhe des Wasserkastens hinten	in der Mitte 995 mm an d. Seiten 1015 mm	
37.	Höhe von Unterkante Wasserkasten bis zur Oberkante des vordern Werkzeugkastens	1103	mm
38.	Höhe der Seitenwände des Wasserkastens im Ganzen	1343	-
39.	Höhe der Seitenwände des Wasserkastens über Schienenoberkante	2500	-
40.	Höhe der Seitenwände des Wasserkastens über der Oberkante des Wasserkastens hinten	328	-
41.	Breite des Wasserkastens aussen	3000	-
42.	Breite zwischen den vorderen Werkzeugkasten	1000	-
43.	Breite eines vorderen Werkzeugkastens	1000	-
44.	Stärke des Bodens des Wasserkastens	6	-
45.	Stärke der Seitenwände des Wasserkastens	6	-

Westbahn in Anwendung ist.[18] Nachstehende Fig. 38 zeigt eine skizzenhafte Abbildung derselben. Bei dieser werden die Bremsklötze durch einen aus zwei beweglichen Backen gebildeten Keil an die Räder gedrückt.

Fig. 38.



Selbstverständlich eignet sich diese Einrichtung des geringen Spielraums wegen nur für eiserne Bremsklötze. Genauere Abbildung und Beschreibung dieser Bremsen befindet sich ebenfalls im VII. Capitel, § 5 des zweiten Bandes.

Mit einer ähnlichen Keilbremse waren schon im Jahre 1839 die ersten Tender der Taunusbahn versehen; der sehr kurze Radstand dieser Tender gestattet es, den Keil direct auf beide Bremsklötze wirken zu lassen. Um die Reibung des Keiles zu vermindern, waren auf dem Rücken beider Bremsschuhe kleine Rollen angebracht.

Die Parallelbremsen unterscheiden sich von den vorigen dadurch, dass die Bremsklötze nicht pendelartig aufgehängt sind, sondern sich horizontal auf einer Führung verschieben, oder gruppenweise an horizontalen Stangen befestigt sind. welche sich in an dem Gestelle vorhandenen Führungen verschieben lassen. Die ältere dieser Constructionen, wie sie noch jetzt vereinzelt bei Wagenbremsen vorkommt, war vor circa fünfundzwanzig Jahren auf manchen französischen Bahnen in Anwendung und zwar ganz ähnlich den in § 13 auf Seite 282 des zweiten Bandes beschriebenen Wagenbremsen. Der Vortheil dieser Anordnung, darin bestehend, dass die Erschütterungen beim Bremsen nicht auf das Gestell übertragen werden, hat bei Tendern weniger Werth und tritt gegen die Nachtheile in den Hintergrund.

Länger als diese Construction hat sich die andere Art der Parallelbremsen erhalten und behauptet noch jetzt auf mehreren Bahnen ihren Platz.

Fig. 9, Tafel LV, giebt eine Abbildung einer solchen Bremse von den älteren Tendern der Hannoverschen Bahn.

AA sind zwei aus starkem Flacheisen hergestellte, ausserhalb der Räder liegende Stangen, welche in den mit Rollen versehenen Führungen *BB* sich hin und her verschieben lassen. Diese Verschiebung wird durch Drehung der Bremsspindel *C* mittelst der auf die Bremswelle aufgekeilten Zahnsegmente *zz* bewirkt. An diesen Stangen sind die aus Blech winkelförmig hergestellten Bremsschuhe *bb* geschraubt und zwar alle vorderen Schuhe an der unteren, alle hinteren an der oberen Stange. Die Wirkungsweise ist hiernach leicht erklärlich. Nicht zu empfehlen ist es übrigens, dass man nur Vorder- und Mittelachse als Bremsachsen construirt hat, da dies eine ungleichmässige Abnutzung der Reifen zur Folge hat.

[18]) Dasselbe System, jedoch für Wagen, haben die Französische Ostbahn und die Französische Nordbahn adoptirt.

Eine empfehlenswerthe Modification ist aus Fig. 10, Tafel LV, welche den vorderen Theil eines Tenders nach dem System Behne-Kool darstellt, zu ersehen. Die Zahnsegmente sind hier durch kleine Hebel *hh* ersetzt, welche mit den Schienen *AA* durch Gelenke *gg* verbunden sind. Der Vorzug dieser Anordnung gegenüber der Verzahnung ist einleuchtend.

Die Mängel derartiger Parallelbremsen bestehen nun überhaupt darin, dass einerseits die Klötze nur bei einer gewissen Höhenstellung sich genau dem Umfange der Räder anschmiegen können, während bei jeder andern, durch verschiedene Belastung des Tenders hervorgebrachten Stellung mehr oder weniger nur die obere oder untere Kante der Klötze zum Angriff kommt; dass andrerseits die einseitige Befestigung der Schuhe an den Schienen immerhin nur eine sehr unsolide sein kann.

Wie schon früher bemerkt, wendet man zur Hervorbringung eines grossen Druckes der Bremsklötze gegen die Räder fast ausschliesslich die Schraube und zwar meistens eine solche mit einfachem Gewinde, seltener dagegen einen Hebel mit Gewicht an. Die Schraube liegt vertical über oder unter dem Laufbleche und trägt am oberen Ende die Bremskurbel. Ganz vereinzelt findet man die Schraube horizontal unter dem Laufbleche liegend und durch zwei conische Räder mit der Kurbelachse verbunden. Die verschiedenen Anordnungen der Bremsspindel sind aus den beigegebenen Abbildungen genügend ersichtlich, nur sei noch bezüglich der Stellung der Bremsspindel auf der Platform des Tenders erwähnt, dass über die Frage, ob dieselbe rechts oder links stehen soll, die Ansichten getheilt sind. Meistens liegt die Kurbel links oder vielmehr auf der Gegenseite des Steuerungshändels der Maschine und es verdient diese Lage deshalb entschieden den Vorzug, weil Führer und Feuermann je eine Seite des Gleises beobachten können, was namentlich beim Rangirdienste von besonderer Wichtigkeit ist. Für die weniger gebräuchliche Lage an der rechten Seite, also hinter dem Stande des Führers, spricht nur der Umstand, dass dadurch auch diesem die Bremse leicht zugänglich gemacht ist, worauf jedoch weniger Werth zu legen sein dürfte.

Auch bei den Tendern hat man die auf Seite 280 des zweiten Bandes beschriebene Wöhler'sche Vorrichtung, durch welche das Feststellen der Räder vermieden wird, zur Anwendung gebracht. Zwei verschiedene Ausführungen derselben zeigen die Fig. 4, Tafel LIV, Tender der Niederschlesisch-Märkischen Bahn, und Fig. 5 u. 6, Tafel LIII, Tender der Hannoverschen Bahn. An dem letzteren ist, freilich auf Kosten der Einfachheit, noch eine Einrichtung getroffen, durch welche die Wirkung der Vorrichtung nach Bedarf regulirt werden kann. Es hat nämlich der zunächst der Feder liegende Hebel *h* eine coulissenartige Form und gestattet vermöge derselben eine Verlängerung oder Verkürzung dadurch, das man das Ende der Verbindungsstange tiefer oder höher stellt; der Erfolg dieser Aenderung ist leicht erklärlich.

Der Wöhler'schen Vorrichtung ist nun übrigens für Tenderbremsen nicht der Werth beizumessen, den sie für Wagenbremsen besitzt, weil jene der steten Aufsicht desselben Führers unterliegt, den man verantwortlich machen kann, wenn durch rücksichtslose Benutzung der Bremse die Reifen ruinirt sind. Eine strenge Controle und unter Umständen Bestrafung des betr. Führers und Feuermanns ist hier möglich und von gutem Erfolge.

Das Material der Bremsklötze anlangend, so bestehen dieselben, wie bei den Wagen, meistens aus weichem Holze (Pappel, Birke). Da diese Klötze sich sehr rasch abnutzen, bei ungehörigem Gebrauche der Bremse leicht verbrennen und überhaupt häufig ersetzt werden müssen, so hat man in neuerer Zeit vielfach Bremsklötze aus Schmiedeeisen, Gusseisen oder sog. Stahlguss angewendet und eine in

pelungen zurückgekehrt, welche unter der Platform in der Höhe von ca. 0,3 m über den Schienen liegen.

Unter diesen haben lange die bereits erwähnten jedoch nach und nach verbesserten Metallschläuche mit Kugelgelenken den ersten Rang eingenommen und sind auch jetzt noch viel in Anwendung. Eine solche Schlauchverbindung ist in Fig. 6, 7 und 8, Tafel LV, abgebildet; *A* ist das Saugrohr des Tenders, *B* das der Maschine; beide sind an ihren Enden mit kugelförmigen, aus zwei Theilen bestehenden Gehäusen versehen, welche wiederum die kugelförmigen Enden der ineinander verschiebbaren Rohre *C* und *D* umschliessen und zwar so, dass diese letzteren eine geringe schwingende Bewegung machen können. Die Dichtung zwischen den Rohren *C* und *D* wird durch einen Hanfzopf oder besser Gummiring *g* bewirkt, welcher durch die trichterförmig erweiterte Büchse *E* gehalten wird. Die trichterförmige Erweiterung der Büchse *E*, derenwegen dem Rohre *D* auch der Name »Trompete« beigelegt wird, hat den Zweck, beim Ankuppeln des Tenders das Rohr *C*, Piston genannt, leicht in die Oeffnung einführen zu können. Die zwischen den Flantschen der Kugelgehäuse liegenden Scheiben *nn* dienen zur Justirung bei etwa eintretender Undichtigkeit. Die ganze Schlauchkuppelung ist aus Messing hergestellt und wird durch zwei solide Stützen getragen.

Alle Schläuche dieser Gattung stimmen im Wesentlichen mit dem Beschriebenen überein. Der hohe Anschaffungspreis, sowie die Schwierigkeit, die Kugelgelenke wasserdicht zu erhalten, drängten zu anderen einfacheren Constructionen. In den fünfziger Jahren waren auf der Bahn von Paris nach Rouen Maschinen im Betriebe, deren Tender nur mit einem einzigen Schlauche versehen war, welcher sich nach der Maschine hin in zwei Theile verzweigte (System Buddicom). Der Fehler dieser Construction bedarf keiner weiteren Erklärung.

Später suchte man die Kugelgelenke durch andere Einrichtungen zu ersetzen; es gehört hierher der im Jahre 1856 für England patentirte Schlauch von Spencer[19]), welcher in Fig. 13, Tafel LV, abgebildet ist. An die Flantschen der Saugrohre schliessen sich zunächst zwei kurze messingene Rohre *a*, in deren weiten Enden der Piston *b* verschiebbar ist. Die Dichtung ist durch Gummiringe *c* von kreisförmigem Querschnitt hergestellt, welche mittelst der Mutter *d* gehalten und an den Piston gepresst werden. Die Art dieser Dichtung, sowie die Erweiterung der Rohrstutzen *a* gestatten ebensowohl eine Verschiebung, als auch eine schwingende Bewegung des Pistons. Um beim Lösen des Tenders von der Maschine den Piston nicht ausziehen zu brauchen, hat der Constructeur denselben in der Mitte mit einer Verschraubung versehen.

Eine sehr wesentliche Verbesserung dieser Schläuche besteht darin, dass man die Dichtung zwischen Piston und Trompete in anderer und zwar viel einfacherer Weise hergestellt hat. Ein solcher Schlauch ist in Fig. 3—5, Tafel LV, abgebildet und bedarf nach dem Bisherigen einer weiteren Beschreibung nicht, nur mag erwähnt werden, dass das kurze an der Maschine befindliche Gehäuse *G*, in welchem der Piston beim Losnehmen des Tenders hängen bleibt, mit einem schräg durchschnittenen Deckel *d* verschlossen ist.

Diese Construction, welche eine leichte Beweglichkeit mit guter Dichtung vereint und die Ankuppelung sehr vereinfacht, dürfte mit Recht als die bis jetzt vollkommenste und zugleich billigste bezeichnet werden. Die Gummiringe werden aller-

---

[19]) Siehe Polytechnisches Centralblatt 1857, p. 778.

hat die Schlauchverbindung durch ein nach einem grossen Radius spiralförmig gewundenes Kupferrohr ersetzt, welches vermöge seiner Elasticität, die noch durch einen elliptischen Querschnitt erhöht worden ist, den Bewegungen zwischen Maschine und Tender nachgiebt. Die Erfahrung muss lehren, ob diese Rohre den fortwährenden Bewegungen widerstehen werden.[20]

Fig. 41.

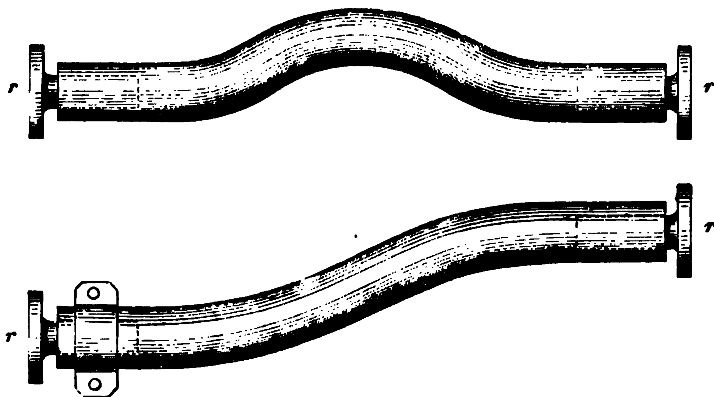


Fig. 42.

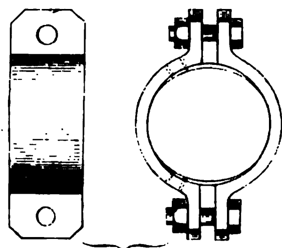


Fig 43.

§ 8. **Die Vorwärmung des Wassers.** — Da es in mehrfacher Hinsicht von Vortheil ist, dem Locomotivkessel warmes Wasser zuzuführen, so sucht man das im Tender vorräthige Wasser vor der Entnahme zu erwärmen. Es geschieht dies entweder durch den aus der Maschine entweichenden gebrauchten oder durch den zu Zeiten im Kessel überflüssigen Dampf. Der gebrauchte Dampf wird durch die sogen. Condensationsvorrichtung nutzbar gemacht, welche im VI. Capitel A. § 7—9 dieses Bandes specieller behandelt ist.

Um den im Kessel unter gewissen Verhältnissen überflüssigen Dampf zum Wärmen des Wassers verwenden zu können, anstatt ihn durch die Sicherheitsventile unbenutzt entweichen zu lassen, sind an der Maschine Wärmerohre angebracht, welche in der Regel seitlich am Führerstande von dem Dampfraum des Kessels ausgehen und vor den Schlauchkuppelungen in die Saugrohre einmünden. Durch Oeffnen eines am Kessel befindlichen Hahnes strömt der Dampf, sobald das zugehörige Absperrventil im Tender geöffnet, in das Wasser ein und condensirt in demselben unter lebhaften Detonationen.

Die Erwärmung des Wassers hat hinsichtlich der Wirksamkeit der Speiseapparate eine gewisse Grenze. Während bei den Pumpen der Effect durch die Erwärmung des Wassers allmählich abnimmt, jedoch nicht ganz aufhört, tritt bei den Injecteuren, je nach ihrer Construction und Höhenlage früher oder später ein Versagen ein. Es muss deshalb beim Vorhandensein solcher Apparate mit dem Vorwärmen des Wassers sehr vorsichtig verfahren werden und es ist namentlich bei den älteren Apparaten nur eine geringe Vorwärmung zulässig.

Weitere Angaben hierüber finden sich im VI. Capitel B. dieses Bandes.

Es mag noch bemerkt werden, dass die Benutzung der Wärmerohre oft ein erfolgreiches Mittel bildet, um fremde Körper, welche sich in den Absperrventilen oder -Hähnen des Tenders festgesetzt haben, zu entfernen.

---

[20]) Siehe Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 85.

in das Wasser herabgelassen; es steigt das Wasser vermöge der Geschwindigkeit des Tenders in dem Rohre auf und ergiesst sich in die Cisterne.

Das Eintauchen des Schöpfrohres in das Wasser wird einestheils dadurch bewirkt, dass das Gleis sich von beiden Enden des Canals her mit Gefälle 1 : 100 auf etwa 0,15 m senkt, während der Wasserstand im Canale 0,05 m über der normalen Höhe des Gleises liegt; ferner ist das Mundstück *B* des Schöpfrohres nach Willkür des Führers beweglich, so dass es nicht nur wegen der im Gleise möglicherweise vorkommenden Hindernisse in die Höhe gezogen, sondern auch beliebig in das Wasser herabgelassen werden kann. Die Verbindung des Mundstückes mit dem Schöpfrohr ist in zwei verschiedenen Constructionen aus den Figuren 18 und 19, Tafel LV, zu ersehen; beide unterscheiden sich durch die Lage des Drehpunktes für das Mundstück *B*.

Die erste Einrichtung dieser Art legte Ramsbottom im Jahre 1861 auf der Strecke Liverpool-Holyhead der North Western-Bahn an, dann wurde auch die Hauptbahn zwischen Liverpool und Manchester in der Nähe von Wolwerton mit solchen Canälen versehen. Das Resultat der Anlage war ein entschieden günstiges, indem sie ermöglichte, die Schnellzüge von London nach Rugby ohne Unterbrechung zu befördern. Dabei hat sie selbst im strengen Winter ihren Dienst nicht versagt, nur war bei eintretendem Frost jeden Morgen die sich bildende dünne Eisdecke zu entfernen, was durch einen Arbeiter mit Hülfe eines in dem Canale auf vier kleinen Rädern laufenden Pfluges mit Leichtigkeit ausgeführt wurde. Das Wasserquantum, welches durch die Schöpfrohre in den Tender gelangt, beträgt bei den erwähnten Schnellzügen 1100 Gallons (ca. 5000 Liter) in zwanzig Secunden.

Ein wesentlicher Umstand ist der, dass die Höhe des Wasserstandes im Canal constant erhalten werde; zu diesem Zwecke wird der Canal aus einem grösseren Reservoir gespeist, in welchem der Wasserstand durch einen Schwimmer mit Absperrungsvorrichtung regulirt wird. [22]

Der Vortheil dieses Systems der Wasserversorgung besteht neben Abkürzung der Fahrzeit darin, dass die Tender erheblich kleiner construirt, unter Umständen selbst ganz erspart werden können, also das todte Gewicht erheblich zu vermindern ist; dass man ferner mit der Anlage nicht an die Stationen gebunden ist, sondern Orte aufsuchen kann, an denen man gutes und billiges Wasser in ausreichender Menge vorfindet. Dennoch stehen aber der Einführung dieses Systems für Deutschland die klimatischen Verhältnisse hindernd entgegen.

§ 11. Besondere Einrichtungen der Tender. — Wie im § 1 dieses Capitels bereits angedeutet, hat man den Tender, wenn auch vereinzelt, noch anderweitig nutzbar gemacht und zwar einestheils dadurch, dass man sein Gewicht zur Vermehrung der Adhäsion der Locomotive verwandte (System Maffei); andrerseits, indem man das hintere Ende der Maschine durch den Tender stützte (System Behne-Kool). Endlich wurde auch der Tender als besonderer Motor construirt, welcher nur insofern von der Maschine abhängig blieb, als der Dampf für denselben aus dem Locomotivkessel entnommen wurde.

Die Idee, das erhebliche Gewicht des Tenders zur Vermehrung der Adhäsion zu benutzen, wurde zuerst von der von Maffei'schen Maschinenfabrik in München

---

[22] Eine ausführliche Beschreibung der Ramsbottom'schen Füllvorrichtung findet sich im Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 117; 1864, p. 83 und 1866, p. 73.

zur Ausführung gebracht und zwar an der Maschine »Bavaria«, welche für die epochemachende Concurrenz auf der Semmeringbahn im Jahre 1851 bestimmt war. [23])

Die drei Achsen des Tenders waren ausserhalb der Rahmen mit Kurbelzapfen versehen und durch Kuppelstangen verbunden; ausserdem war zwischen der Vorderachse des Tenders und der Hinterachse der Maschine eine Kuppelung durch eine endlose Vaucanson'sche Kette hergestellt, zu welchem Behufe diese Achsen in der Mitte mit Zahnscheiben versehen waren. Auf diese Weise wurde das gesammte Gewicht des Tenders für die Adhäsion gewonnen. [24]) So erfolgreich sich auch diese Anordnung in Bezug auf die Leistungsfähigkeit erwies, so zeigte sich doch nach kurzer Zeit eine bedenkliche Abnutzung der Kettenkuppelung, und es scheint dies die Hauptursache zu sein, dass das Stadium der Versuche nicht überschritten wurde.

Das Bedürfniss, unter Umständen die Adhäsion der Maschine vergrössern zu können, rief noch mehrere Constructionen hervor, welche zum Zwecke hatten, einen Theil des Tendergewichts auf das hintere Ende der Maschine zu übertragen und somit die Treibachsen mehr zu belasten. Es gehört hierher die von R. Paulus vor circa 27 Jahren auf der Schweizerischen Nordostbahn getroffene Einrichtung, vermöge deren man selbst während der Fahrt nach Bedarf eine Mehrbelastung der Triebachsen um 3000—4000 kg hervorbringen konnte; [25]) ferner eine auf der Mecklenburgischen Bahn versuchte, im Princip zwar ähnliche aber einfachere Construction.

Alle diese Versuche blieben, so erreichenswerth auch das verfolgte Ziel war, nur Versuche, da sich einer weiteren Anwendung der wesentliche Uebelstand entgegenstellte, dass die Mehrbelastung des hinteren Endes der Maschine unumgänglich eine Entlastung der Vorderachse zur Folge hatte und dass es doch gar zu bedenklich erschien, diese Entlastung von der Willkür des Führers abhängig zu machen.

Jenen Constructionen steht hinsichtlich des Zweckes die von Behne-Kool gerade gegenüber, indem, wie bereits erwähnt, der Behne-Kool-Tender eine Einrichtung besitzt, vermöge deren er einen Theil des Maschinengewichtes aufnimmt. Bekanntlich bezweckt die dem Ingenieur Behne zuzuschreibende Erfindung, Kohlen von sehr geringer Qualität, namentlich wenig stückreiche Kohlen in den Locomotiven zu verwenden. (S. das V. Capitel, § 8 dieses Bandes.) Zu diesem Ende ist der Feuerbüchse, um einen grossen Rost zu erhalten, eine bedeutende Länge gegeben, welche bei der Lage der Achse zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer ein so erheblich überhängendes Gewicht erzeugt, dass eine besondere Unterstützung nothwendig ist. Diese Stütze bietet das vordere Ende des Tenders, welches, wie Fig. 3 und 4, Tafel XXXVI, veranschaulichen, die Feuerbüchse gabelförmig umfasst; die Vorderachse liegt unter derselben. An dem vorderen Ende beider Wangen befinden sich kräftige Kugelzapfen, ganz gleiche Zapfen an einer unter der Feuerbüchse liegenden Traverse; je zwei übereinander liegende Zapfen sind durch Gehänge verbunden, wie dies im X. Capitel, p. 698, beschrieben und durch die Zeichnungen Fig. 3 und 4 auf Taf. XXXVI erläutert wurde. Da die weit überstehende Feuerbüchse bei dem kurzen Radstande der Maschine aber gefährliche Schwankungen hervorbringen würde, so

---

[23]) Siehe die Werke »Die Locomotive der Staatseisenbahn über den Semmering von W. Engerth« und »Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins, Nr. 17—23, Jahrg. 1851.« »Organ für Eisenbahnwesen« 1851, p. 102, 118 und 165.

[24]) Eine Abbildung dieses Tenders findet sich im Organ für Eisenbahnwesen, Jahrg. 1852. Tafel VIII. Vergl. auch XVII. Capitel.

[25]) Siehe Beschreibung und Abbildung im Organ für Eisenbahnwesen 1855. Taf. XVI.

sind in dem vorderen Ende des Tenders zwei horizontale Buffer angebracht, welche den seitlichen Schwankungen entgegenwirken.

Tender dieser Art sind z. B. auf der Braunschweigischen und Hannoverschen Bahn für schwere Güterzugmaschinen zur Anwendung gekommen.

Die Construction derselben an und für sich erschwert das Ankuppeln an die Maschine oder das Lösen von derselben sehr; namentlich ist bei etwaigen Entgleisungen das Losnehmen des Tenders unter Umständen eine sehr schwierige Manipulation.

Zum Schluss möge die bereits angedeutete Erfindung von Sturrock erwähnt werden, welche darin besteht, dass der Tender zu einer vollständigen Dampfmaschine ausgebildet ist, welche von dem Kessel der zugehörigen Locomotive gespeist wird.

Zu diesem Behufe besitzt der Tender zwei Dampfcylinder, vollständige Steuerung und drei gekuppelte Achsen, ist also geeignet, die Zugkraft der ganzen Maschine sehr erheblich zu erhöhen. Tender dieser Art wurden zuerst im Mai 1863 auf der Great Northern-Eisenbahn in Benutzung genommen.

Eine eingehendere Beschreibung solcher Dampftender ist dem XVII. Capitel dieses Bandes vorbehalten.

Literatur.

Allan's Construction von Verbindungsröhren zwischen Locomotive und Tender. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 85.

Behne-Kool's Maschine nebst Tender. Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 9 und 51.

Bremsen der neueren Tender der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 249.

Führung der Bremswelle bei einem Tender auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 212.

Buddicom's Schlauchverbindung. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 133.

Dimensionen der Achsen. »Referate über die Beantwortung der Fragen für die Dresdner Conferenz 1865«, p. 140.

Doppeltender von Sachwajeff auf der Moskauer polytechnischen Ausstellung im Jahre 1872. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 63.

Fritz, vierrädriger Tender der Taunusbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 227.

Guget's verbesserte Schlauchverbindung. Dingler's Journal Bd. 168, p. 166.

Heberförmige Wasserrohre an den Tendern der Sächsisch-Bayerischen Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 174.

Heberförmiges Saugrohr im Wasserkasten. Erbkam's Zeitschr. für Bauwesen 1852, p. 60. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 61. Polyt. Centralblatt 1853, p. 138.

Heusinger v. Waldegg, Tender mit cylindrischem Reservoir. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 33.

Heusinger v. Waldegg, Verbesserungen an älteren Tendern. Organ für Eisenbahnwesen 1818, p. 193.

Heusinger v. Waldegg, Hufeisenförmige Tender der französischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 77.

Kässner, B., Tender für Schnellzugslocomotiven und deren Abmessungen. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 157 und 160.

Kirchweger, Tender auf nordamerikanischen Eisenbahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 58.

Kirchweger's Condensationsvorrichtung. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 1.

Lagerkasten und Rahmen von den neuern Tendern der Köln-Mindener Eisenbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 249.

Mac Donald's Apparat zum Füllen der Tender während der Fahrt. Dingler's Journal Bd. 147, p. 313.

Maffei's Tender der Locomotive »Bavaria«. Organ für Eisenbahnwesen 1851. Zeitschrift des österr. Ing.-V. 1851, Nr. 17—23. — W. Engerth's »Die Locomotive der Staatseisenbahn über den Semmering«.

Paulus' Vorrichtung zum Belasten der Maschine durch den Tender. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 121.

Ramsbottom's Apparat zum Füllen der Tender während der Fahrt. Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 117, 1864, p. 83 und 1866, p. 73. Dingler's Journal Bd. 160, Heft 5. Polyt. Centralblatt 1865, p. 1298. Zeitschr. des Vereins deutscher Eisenb.-Verw. 1865, p. 436. — Engineer vom 21. Juli 1865.

Rohrbeck's Condensationsvorrichtung. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 122.

Schlauchverbindung an den Maschinen der Bayerischen Staatsbahn von Maffei. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 45. Dingler's Journal Bd. 97, p. 97. Polyt. Centralblatt Bd. 7, p. 354.

Schlauchverbindung an Borsig's Tendern. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 88, 1847, p. 121.

Schlauchverbindung. Dingler's Journ. Bd. 141, p. 84. Mechanics Mag. 1856, p. 1701.

Schlauchverbindung ohne Kugelgelenke an den Maschinen der Belgischen Staatsbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1858, p. 235.

Schlauchverbindung zwischen Tender und Locomotive (neue Construction). Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 85.

Spencer's Schlauchverbindung. London Journal 1857, p. 208. Polyt. Centralblatt 1857, p. 778.

Sturrock's Dampftender. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 27.

Stilmant's Keilbremse. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 23.

Technische Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenb.-Verw. (Nach den Beschlüssen der in Constanz 1876 abgehaltenen VII. Techniker-Versammlung.) Berlin 1876.

Tendergüterwagen in Norwegen. Engineering Nov. 1870. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 158.

Ueber Tender mit zwei Achsen. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 25.

Tender der Pariser Ausstellung von 1867. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 105 und 109.

Wasserstandszeiger für Locomotivtender. Mit Abbild. Uhland's prakt. Maschinenconstructeur 1873, p. 190. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 83.

v. Weber, Tender der Chemnitz-Riesaer Bahn mit cylindrischen Wasserkasten. Organ für Eisenbahnwesen 1847, p. 13. Polyt. Centralblatt 1847, p. 1124.

Welkner, Notizen über englische Tender. Organ für Eisenbahnwesen 1853, p. 128.

Liegen noch Gründe vor, welche dafür sprechen, die Construction der Tender entgegen derjenigen der Güterwagen nicht zweiachsig sondern dreiachsig zu wählen? Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 107 und 196.

Zumach, R., Normaltender der Belgischen Staatsbahnen auf der nationalen Ausstellung in Brüssel 1880. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1882, S. 27.

XVI. Capitel.

Maschinen für Personen- und Schnellzüge, für gemischte und Güterzüge, mit Ausschluss der Gebirgs- und Rangirmaschinen.

I. Auflage bearbeitet von
Alphons Petzholdt,
weil. Civilingenieur in Hannover.

II. Auflage bearbeitet von
A. v. Borries,
Regierungs-Maschinenmeister in Hannover.

(Hierzu Tafel LVII bis LXIV.)

---

§ 1. Allgemeine Betrachtungen. — Die Locomotiven gewöhnlicher Bauart, bestimmt für Betriebszwecke normaler Art, die uns in ihren allgemeinen Hauptverhältnissen im Nachfolgenden beschäftigen werden, lassen sich bekanntlich auf sehr mannigfache Weise classificiren und mehr oder minder systematisch gruppiren. Mehrere der interessantesten Typen dieser Maschinen wurden auf den Tafeln LVII bis LXIV zusammengestellt, und bei deren Auswahl auf die neueren und besseren Constructionen ausschliesslich Rücksicht genommen. Nächstdem wurden in den unten folgenden Tabellen die Hauptabmessungen dieser Typen übersichtlich vorgeführt.

Die Eintheilung oder Gruppirung resp. Unterscheidung der verschiedenen Locomotivarten kann entweder nach ihrem Betriebszwecke oder nach ihrer Construction erfolgen, und unterscheidet man demnach Maschinen für Schnellzüge, Güterzüge, gemischte Züge etc. oder solche mit äusseren oder inneren Cylindern, äusseren oder inneren Rahmen, oder endlich solche mit 2, 3, 4 oder mehr Achsen resp. 4, 6, 8 etc. Rädern. Schon mehr in das Wesen der Sache eingehend sind die Unterscheidungen nach der Stellung der Achsen, namentlich die Trennung der Maschinen in solche mit unterstützter und mit nicht unterstützter d. h. überhängender Feuerbüchse.

Die Unterscheidung nach Zahl der gekuppelten Achsen resp. Räder (Maschinen mit freier Triebachse, Zwei-, Drei-Kuppler etc.) ist nicht minder gebräuchlich als sachlich angemessen und wurde daher auch in unseren oben bezeichneten Zusammenstellungen beibehalten, wenn auch nicht in der ursprünglichen Einfachheit, da zugleich auf die Lage der Kuppelachsen, die Unterstützung der Feuerbüchse etc. beim System der Gruppirung Rücksicht zu nehmen war. Die auf den Tafeln skizzirten Typen wurden soweit thunlich nach Betriebszwecken geordnet, und demnach Maschinen für Personen- und Schnellzüge, Maschinen für gemischte Züge und Maschinen für Güterzüge unterschieden. Als durchgreifendes Kennzeichen für die Maschinen der erstgenannten Betriebsgattung dürfte heute nur noch, wenn wir die Tendenz der

achsenzahl betrachtet, ist die Schnellzugmaschine bald ungekuppelt, bald gekuppelt, bald Dreikuppler — wie auf der Brennerbahn etc.), indem Alles vom Längenprofil der Bahn und der Bedeutung des Betriebes, sowie namentlich auch von den Frequenzverhältnissen abhängt und abhängig gemacht werden muss.

Da nun aber infolge der im Allgemeinen gestiegenen Betriebsanforderungen die Unentbehrlichkeit einer mit der Triebachse verkuppelten Achse sich herausstellte, so gehört diese letztere jedenfalls mit zu den charakteristischen Kennzeichen der heutigen Personen resp. Schnellzugmaschine. Dabei kann diese Kuppelung entweder nach vorwärts oder nach rückwärts stattfinden und demnach die Laufachse entweder als Vorderachse oder als Hinterachse auftreten.

Die auf den preussischen Bahnen für diesen Betriebszweck allgemein üblichen Locomotiven sind mit hinterer, die Feuerbüchse unterstützender Kuppelachse angeordnet und zeigen im Ganzen in constructiver Beziehung eine recht erfreuliche Uebereinstimmung, welche neuerdings, durch die im Jahre 1878 erfolgte Einführung der »Normalien für die Betriebsmittel der Preussischen Staatsbahnen« noch mehr gefördert worden ist.

In Betreff der Fahrgeschwindigkeiten ist die effective, die mittlere und die maximale zu unterscheiden, wovon die erstere, der Quotient aus Fahrzeit und Distance der Endstationen, als die aus den Fahrplänen direct resultirende zu gelten hat und daher für das Publicum von hauptsächlichem Interesse ist, während im bahnpolizeilichen Interesse nur dasjenige Maass der Geschwindigkeit in Betracht kommen kann, welches als Maximum zwischen zwei gegebenen Punkten der Bahn beim regulären Betriebe vorkommt, d. h. die Bestimmung der zulässigen Maximalgeschwindigkeit.

Diese Bestimmungen haben sich natürlich zunächst, unter Berücksichtigung der Construction der betreffenden Locomotiven, nach den Bahnverhältnissen und der Verkehrsnatur (ob Personen-, Schnell- oder Güterzug) zu richten, indem die Maximalgeschwindigkeit stets nur die grösste Fahrgeschwindigkeit ausdrückt, welche auf einer Strecke der Bahn überhaupt erreicht wird. Diese Maximalgeschwindigkeiten sind, unserer Kenntniss nach, bei den Personenzügen, die auf allen Zwischenstationen halten, häufig eben so gross oder grösser, als bei den mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchfahrenden Schnellzügen, die Fahrzeiten zwischen den Endstationen haben, welche eine geringere mittlere Geschwindigkeit voraussetzen, als die mittlere Geschwindigkeit der Personenzüge zwischen zwei Haltepunkten beträgt. So hatte z. B. der Schnellzug auf der 100 Kilometer betragenden Strecke von Lüttich nach Brüssel zwei Stunden Fahrzeit bei dreimaligem Anhalten, der gewöhnliche Personenzug, der natürlich viel schwerer belastet ist, doch mit denselben Maschinen befördert wird, drei Stunden Fahrzeit bei fünfundzwanzigmaligem Anhalten. Ein leichtes Rechenexempel lehrt nun, dass der Personenzug zwischen je zwei beliebigen Stationen beträchtlich schneller fahren muss, als der Schnellzug, wenn anders die Fahrzeit eingehalten werden soll, denn rechnen wir pro Haltepunkt nur drei Minuten Zeitverlust, was gewiss ein Minimum ist (Einlaufen, Halten, Auslaufen), so gehen dem Personenzuge volle fünfundsiebzig Minuten von seiner Fahrzeit verloren, dem Expresszug jedoch nur neun Minuten, dieser hat also eine Stunde einundfünfzig Minuten wirkliche Fahrzeit, jener aber nur eine Stunde fünfundvierzig Minuten, er muss also schon wegen der Zeitverluste infolge des beständigen Ein- und Ausfahrens stellenweise, wenn auch nur auf Bruchtheilen von Minuten, schneller fahren als der Expresszug. Aehnliche Verhältnisse herrschen auf vielen anderen Bahnen.

Commission zur Beschlussfassung vorliegende, unseren Gegenstand betreffende Frage wie folgt:

»Ist die grösste nach § 25 des Bahnpolizeireglements zulässige Geschwindigkeit von fünf Minuten pro Meile bei Schnellzügen, bezw. von sechs Minuten pro Meile bei Personenzügen, für gewisse Categorien von Locomotiven zu verbieten resp. welche Fahrgeschwindigkeit[3] ist für jede dieser Categorien als zulässig zu erachten?«

Die Commission sah sich jedoch bewogen, dieser Frage zunächst eine höchst wichtige Vorfrage entgegenzustellen, die übrigens höchst naturgemäss an obigen Wortlaut sich anknüpft, nämlich:

»Ob die nach dem Bahnpolizeireglement zulässige Maximalgeschwindigkeit von fünf Minuten pro Meile überhaupt noch die erforderliche Sicherheit gewähre?«

Diese Frage wurde mit Nein beantwortet und demgemäss im Allgemeinen eine Herabsetzung der zulässigen Maximalgeschwindigkeit auf sechs Minuten pro Meile empfohlen.

In Betreff der Fahrgeschwindigkeiten, mit welcher die verschiedenen Constructionstypen im Maximo verkehren dürfen, wurde im Wesentlichen das Folgende festgesetzt:

1. Die für die einzelnen Locomotivcategorien zulässigen Geschwindigkeiten sind abhängig von der Vertheilung der Last der Locomotive auf die Achsen, von der Stellung der letzteren, von dem Durchmesser der Triebräder und von einer guten Balancirung der Massen.

Für Locomotiven, die mit der Maximalgeschwindigkeit von sechs Minuten[4] pro Meile fahren sollen, wird ein Durchmesser der Triebräder von 1,7 m—2 m empfohlen, und es sind entsprechend den Vorschriften im § 164 der technischen Vereinbarungen (vergl. weiter unten) Maschinen mit Triebrädern von weniger als 1,5 m Durchmesser für diese Geschwindigkeit nicht zulässig.

---

[3]) Unbedingt in »Maximal-Fahrgeschwindigkeit« umzuwandeln!

[4]) 6 Minuten pro Meile entspricht 10 Meilen pro Stunde oder 75 Kilometer, eine Geschwindigkeit, die, wenigstens für die Mehrzahl der Profile, als die Maximale in der That mehr als hinreichend erscheint, zumal ein Ausnutzen der Gefälle aus betriebstechnischen Rücksichten auf das Strengste dem Maschinenpersonale zu untersagen, vielmehr die Einhaltung einer thunlichst normalen und gleichförmigen Geschwindigkeit reglementmässig eingeschärft und das Personal darauf eingeschult werden sollte. Was nun das Zeiteinfahren betrifft, bei welchem Manöver in der Regel die Maximalgeschwindigkeit erreicht oder auch übertroffen wird, — sehr gewöhnlich wird dabei die Meile in 4 Minuten gefahren —, hier können überhaupt nur consequent durchgeführte Controlapparate helfen; so verbietet sich das bei den Personenzügen, die überall halten müssen, von selbst, wohl aber wird es bei den Eilzügen allgemein geübt, wogegen als einziges Mittel — bis zur Erfindung eines Controlapparates — unnachsichtliche Bestrafung zu gelten hat. Gesetzt, der Führer erhalte auf der letzten Haltestation das Signal zur Abfahrt um x Minuten zu spät, so muss er genau um x Minuten zu spät an der Endstation ankommen. Da zwischen der fraglichen Haltestation und der Endstation noch eine Anzahl anderer Stationen liegen, an denen der Eilzug nicht hält, so wird es sich gerade auf dieser letzten Strecke, von der hier die Rede ist, hauptsächlich ums Einfahren für das gesammte Zugpersonal handeln, d. h. um das Ueberschreiten der normalen Fahrgeschwindigkeit, was indessen durch obige Bestimmung verhindert wird, da der Telegraph die Abfahrt des Zuges voraus meldet.

Das Referat ist von mehreren Tabellen begleitet, welche eine Zusammenstellung der wichtigsten Hauptverhältnisse von Locomotiven verschiedener Betriebszwecke auf verschiedenen Bahnen des Vereins in übersichtlicher Ordnung und mit den nöthigen Anmerkungen versehen darbieten; vergl. S. 205 der »Referate über die Beantwortungen der Fragen für die VI. Versammlung der Techniker Deutscher Eisenbahnverwaltungen«; (V. Supplementband des Organs) und erscheint es angemessen, das Wichtigste aus den Einzelreferaten der verschiedenen Bahnen hervorzuheben und sodann die Resultate der in den Tabellen gegebenen Zusammenstellungen in aller Kürze vorzuführen.

Was zunächst den Durchmesser der Triebräder betrifft, so weist die Altona-Kieler Bahn darauf hin, dass diese Grösse von der zulässigen Kolbengeschwindigkeit abhängig sei, letztere betrage aber drei Meter und sei bekanntlich bei allen Locomotiven fast constant. Es sollen aber »bei den gebräuchlichen Kurbelradien« als Triebraddurchmesser zu empfehlen sein:

bei Personenzugmaschinen 2 m,
» gemischten Maschinen 1,7 m,
» Güterzugmaschinen 1,4 m.

Zugleich wird bedeutet, dass auf die Bestimmung der zulässigen Maximalgeschwindigkeit die Balancirung, die Länge des Kessels (soll wohl heissen »die Länge der totalen Radbasis«), die Lage des Schwerpunktes, die Beschaffenheit der Bahn Einfluss üben, ohne dass darüber sich ausgesprochen wird, welcher Art und welcher Intensität derselbe sei.

Die Oesterreichische Staatseisenbahngesellschaft hat für den Schnellzugdienst dreiachsige ungekuppelte Maschinen, deren Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer liegen, also Typen veralteter Construction. Der Radstand, für Schnellzugdienst jedenfalls höchst knapp bemessen, ist demgemäss nur 3,477 m (also kaum genügend für die Stabilitätsanforderungen, die neuerdings an die Güterzugmaschinen gestellt werden!); der Triebraddurchmesser ist 2055 mm. Angegeben wird dabei noch, wie sich aus den Constructionsverhältnissen naturgemäss erwarten lässt, dass diese Maschinen gefährliche Seitenschwankungen zeigen, trotz ihrer guten Balancirung, durch die ein partielles Verbiegen der Schienen und Erweiterung des Gleises entstand, Uebelstände, welche durch Anwendung der festen Tenderkuppelung (vergl. Cap. X. dieses Bandes) beseitigt wurden, derart, dass die auf vielen Strecken fahrplanmässig vorgeschriebene Maximalgeschwindigkeit von sechs Minuten pro Meile seitdem mit ausreichend sicherem Gange erzielt werde. Nicht minder sicher erscheint es uns, trotz der festen Tenderkuppelung, dass die Oesterreichische Staatsbahngesellschaft mit diesen Maschinen noch nicht am Ende ihrer Erfahrungen angelangt ist. Zu denjenigen Bahnen, die ihre Schnellzüge heute noch, trotz aller entgegengesetzten Vereinsbestrebungen, mit Maschinen ohne Unterstützung der Feuerbüchse fahren, gehörten bis vor Kurzem unter anderen auch die Oesterreichische Nordwestbahn, die Bayerischen Staatsbahnen und die Oldenburgische Bahn. Letztere thut dies sogar, nach schweizerischem Vorbilde, mit zweiachsigen Maschinen, die einen Radstand von nur 2460 mm und einen Raddurchmesser von 1500 mm besitzen, welche Personenzüge bis zu reichlich 60 Kilometer per Stunde befördern, ohne dass der Gang ein erheblich unruhiger sein soll. Wenn aber 60 Kilometer schon die Normalgeschwindigkeit ist, wie gross wird sich dann wohl die zeitweilig eintretende Maximalgeschwindigkeit stellen, welche diesen Maschinen zugemuthet ist und, wir fragen weiter, wie gross wird bei dieser letzteren der noch restirende Sicherheitsgrad sein? Hoffentlich geben

fähigkeit (Zugkraft) des Motors in demselben Maasse zu steigern, als das Gewicht, denn nur in diesem Falle kann ja die Gewichtsvermehrung d. h. der Gewinn an Adhäsion überhaupt von Nutzen sein.

Wir gehen nach diesen allgemeinen Betrachtungen zur Sichtung der in den am Schluss beigefügten Tabellen aufgeführten Locomotivtypen über. Behufs einigermaassen präciser Gruppirung dieser Gegenstände, musste von der gewöhnlich üblichen Eintheilung (Schnellzugmaschinen, gemischte Maschinen etc.) aus den bereits Eingangs entwickelten Gründen Abstand genommen werden. Viel besser und sachgemässer ist die Eintheilung dieser Motoren nach irgend einem constructiven Princip, sei es nach der Zahl der Räder, nach dem Cylinderdurchmesser, oder, wie unsererseits geschah, nach der Vertheilung und Gruppirung der Achsen, nach Zahl und Lage der Kuppelachsen etc.

In der That ist es lediglich die Achsengruppirung, die Achsenvertheilung und das Kuppelungsverhältniss, welches über das »System« der Locomotive gewöhnlicher Construction entscheidet. Denkt man sich demnach rechts die Rauchkammer und links die Feuerbüchse (den Zeichnungen gemäss), so lässt sich das System der Locomotive in einfachster Weise durch Buchstaben darstellen, ohne dass weitschweifige Satzbildungen oder Skizzen erforderlich wären. Bezeichnet nämlich A die Triebachse, B, C etc. die mit ihr verkuppelten Achsen, a, b etc. Laufachsen, so lässt sich jede Type durch eine höchst simple Gruppirung dieser Zeichen ohne Weiteres darstellen. Statt also zu schreiben: die Maschine besitzt drei gekuppelte Achsen, die mittelste ist Triebachse, die Hinterachse liegt hinter der Feuerbüchse etc., stellen wir den Ausdruck hin:

$$C — A\,B,$$

der Strich zwischen der Hinterachse C und der Triebachse A bedeutet die Trennung beider durch die Feuerbüchse. Liegen alle drei Achsen unter dem Langkessel, so heisst es:

$$C\,A\,B.$$

Liegt die Hinterachse unter der Feuerbüchse, so wird geschrieben:

$$\overline{C}\,A\,B.$$

Die Type der gewöhnlichen Personenzugmaschine mit hinterer Kuppel-, vorderer Lauf- und mittlerer Triebachse ist gegeben in den drei Buchstaben:

$$C — A\,a.$$

Oder bei vornliegender Kuppel- und hinterer Laufachse:

$$a — A\,B.$$

Demnach wäre die Cramptonmaschine:

$$A — a\,a.$$

Die amerikanische Maschine oder Maschinen mit vorderem Wendeschemel werden dargestellt mit:

$$C — A\,\overset{\frown}{aa}.$$

Oder mit einachsigem mobilem Laufwerke:

$$C — A\,\overset{\frown}{a}.$$

Behufs Vervollständigung dieser Idee liesse sich leicht noch ein Zeichen anbringen, um anzudeuten, ob die Cylinder aussen oder innen liegen, sowie auch in Betreff der Rahmen etc.

Wir sehen demnach, dass sich jede Type durch die Buchstabengruppirung sofort darstellen lässt, und zwar ohne weitschweifige Satzbildungen, die nur das Bild verwirren, wenn sie überhaupt gelesen werden.

§ 2. Maschinen mit freier Triebachse. — Die in den angefügten Tabellen aufgenommenen vier Typen sind, mit Ausnahme der Cramptonmaschine, englischen Bahnen angehörig und besitzen sämmtlich unterstützte Feuerbüchsen, weshalb sie für grosse Fahrgeschwindigkeiten geeignet erscheinen. Untersuchen wir diese Maschinen etwas näher in Betreff ihrer constructiven Hauptelemente, so finden wir zunächst, dass die Cylinderdurchmesser zwischen 406 mm und 458 mm, die Kolbenwege (der

rasch fahrender Schnellzüge zwischen New-York und Philadelphia von der Baldwin'schen Locomotivfabrik in New-Jersey gebaut wurde.

Die Construction dieser Locomotive findet ihre Ursache in dem neuerdings kräftig hervortretenden Streben der Amerikaner, die bisher recht geringe Fahrgeschwindigkeit ihrer Schnellzüge auf den grossen westlichen Bahnen erheblich zu steigern und es in dieser Beziehung den englischen Expresszügen gleich zu thun, dieselben womöglich noch zu übertreffen. Für solche Leistungen genügt aber die gewöhnliche amerikanische Personenzugmaschine wegen ihrer geringen Heiz- und Rostfläche, sowie der kleinen Triebräder keineswegs, man musste sich also nach einem in beiden Beziehungen leistungsfähigeren Motor umsehen.

Die von der eben genannten Fabrik für diesen Zweck erbaute Locomotive ist ungekuppelt, besitzt Triebräder von 1980 mm Durchmesser und einen ungewöhnlich leistungsfähigen Kessel von nahe 120 qm Heizfläche und nicht weniger als 5,2 qm Rostfläche. Diese enorme Rostfläche ist dadurch erreicht, dass der Feuerkasten über die Rahmen hinaus gebaut und 2130 mm innen breit gemacht ist, während dessen lichte Länge 2450 mm beträgt. Der Rost besteht aus abwechselnden Wasserrohren und gusseisernen Roststäben. Der Kessel von 1310 mm Durchmesser enthält 198 Siederohre von 51 mm äusserem Durchmesser und 3710 mm Länge. Die Rauchkammer ruht auf einem zweiachsigen Drehgestell, während sich unter dem Feuerkasten eine Laufachse befindet. Die übrigen Hauptverhältnisse sind:

Cylinderdurchmesser	458 mm
Kolbenhub	610 -
Triebraddurchmesser	1980 -
Gesammt-Radstand	6430 -
Belastung des Drehgestells . .	11,4 t
Belastung der Triebachse . .	15,8 -
Belastung der Hinterachse . .	11,3 -
Gesammtgewicht (betriebsfähig)	38,5 -

Die Belastung der Triebachse kann beim Anfahren und auf stärkeren Steigungen dadurch auf 20,4 t gesteigert werden, dass der zwischen dieser und der Hinterachse vorhandene Balancier durch die zu diesem Zweck angebrachten kleinen Dampfcylinder einseitig belastet wird.

Die Zugkraft der Maschine, bei 5 Atmosphären mittlerem Druck auf die Kolben, beträgt 3230 Kilogramm, während der siebente Theil des Adhäsionsgewichtes nur 2260 bezw. 2900 Kilogramm erreicht. Diese Verhältnisse zeigen, dass das Adhäsionsgewicht trotz der künstlichen und nur infolge der in Amerika stets eng aneinander gelegten Bahnschwellen ungefährlichen Belastung der Triebachse ungenügend ist, und namentlich bei schlechtem Wetter eine volle Ausnutzung der Leistungsfähigkeit des Kessels nicht gestattet.

Bei den Probefahrten sollen mit dieser Maschine Geschwindigkeiten von 120 Kilometer pro Stunde erreicht und überschritten worden sein. Die Erzielung einer grossen Rostfläche durch Verbreiterung des Feuerkastens erscheint, wo dieselbe möglich, sehr zweckmässig und nachahmenswerth.

§ 3. Duplexmaschine. — An die Maschinen mit freier Triebachse, die soeben den Gegenstand unserer Betrachtungen bildeten, schliesst sich eine zu London (1862) von der Maschinenfabrik der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft ausgestellte Locomotive mit vier Cylindern und Kurbeln ohne todte Punkte an, deren constructive Verhältnisse jedenfalls Interesse erregen müssen, obgleich sie infolge ihres

	Blechstärke	13 mm
	Höhe der Kesselachse über Schiene	1,825 m
Rohre.	Anzahl 160 Stück	
	äusserer Durchmesser . . .	52,7 mm
	Rohrlänge	4,424 m
Räder.	Durchmesser der Triebräder .	2,054 -
	Durchmesser der Laufräder .	1,264 -
	Radstand, totaler.	3,476 -

Ehe wir die Maschinen ohne Kuppelachsen verlassen, sei noch der Anwendung des Crampton-Principes auf Maschinen amerikanischer Construction gedacht, wie vorstehende Skizze einer Schnellzugmaschine der Camden and Amboy-Bahn (erbaut von Norris) in $^1/_{100}$ der wirklichen Grösse darstellt. Dieselbe hat, wie ersichtlich, eine hinter resp. über der Feuerbüchse liegende Triebachse (Crampton-Achse) und es konnte durch diese Anordnung dieselbe sehr hoch, der Kessel sehr tief gelegt und der Raddurchmesser ohne Schwierigkeit auf das Maass von 2,446 m gebracht werden. Unter dem vordern Theile des cylindrischen Kessels befindet sich das für amerikanische Locomotiven stereotype bewegliche Vordergestell, hier jedoch weiter nach rückwärts placirt und mit drei Achsen versehen, deren Räder 760 mm Durchmesser besitzen. Der Führerstand wird durch die Radgehäuse seitlich begrenzt, der vorne liegende Kesseldom hat, wie ersichtlich, eine ziemliche Höhe behufs Erzielung trockenen Dampfes.

§ 4. **Maschinen mit zwei Kuppelachsen.** — Die Maschinen dieser Categorie treten uns in sehr mannigfacher Anordnung entgegen, je nachdem die Verkuppelung nach rückwärts oder nach vorwärts stattfindet, mit oder ohne Unterstützung der Feuerbüchse. Wir unterscheiden demgemäss

1. Maschinen mit Kuppelachse hinter der Feuerbüchse,
2. Maschinen mit Kuppelachse unter der Feuerbüchse,
3. Maschinen mit vorderer Kuppelachse,
4. Maschinen mit sämmtlichen Achsen vor der Feuerbüchse.

In Betreff der Laufräder lassen sich diese Maschinen gruppiren in solche mit vorderer, solche mit hinterer und solche mit einer vorderen und einer hinteren Laufachse. Dabei können die Rahmen innen oder aussen liegen, auch wohl doppelt angeordnet sein. Die Cylinder können aussen oder innen, vorne an der Rauchkammer oder zu den Seiten des Langkessels liegen, wie z. B. bei Nr. 5 der Tabelle, abgebildet auf Tafel LVII, Fig. 1. Es können und werden, insofern nur die Feuerbüchse unterstützt ist, mit allen diesen Maschinen Personen- und Schnellzüge gefahren, ja es verdient Hervorhebung, dass auf vielen Bahnen in Deutschland, Oesterreich, Frankreich und Russland die Personen- und Schnellzüge noch mit Maschinen gefahren werden, deren Feuerbüchse nicht unterstützt ist, indem nur in Preussen ein bahnpolizeiliches Verbot besteht, welches die Benutzung solcher Maschinen für die eben genannten Betriebszwecke ausdrücklich verbietet. Dank dieser Bevormundung sieht man auf preussischen Bahnen Maschinen, deren Feuerbüchse nicht unterstützt ist, nirgends mehr für Personenzüge in Anwendung, während in den übrigen, minder streng policirten Ländern über kurz oder lang die Erfahrung und die stetig wachsende Entwickelung des technischen Verständnisses überhaupt zur Beseitigung solcher Maschinen aus dem Personenzugsdienste führen muss.

Betrachten wir indessen, nach diesen allgemeinen Vorbemerkungen, die in Rede stehenden Zweikuppler etwas näher in Betreff ihrer constructiven Verhältnisse,

Achsenbelastung, welche als Antheil des Maschinengewichtes auf die betreffenden Achsen übertragen wird, wobei als constructive Regel gilt, dass die durch die Kuppelstange verbundenen Achsen gleichmässig zu belasten sind, eine Anforderung, die in der Praxis nicht immer leicht zu erfüllen ist und namentlich in England vielfach unberücksichtigt bleibt.

Die nach der bekannten Formel berechneten Zugkräfte stellen sich, wenn man einen mittleren Druck auf die Kolben von 0,6 der Kesselspannung annimmt, für unsere 7 Typen (immer in der numerischen Reihenfolge laut Tabelle) auf: 2650, 2370, 3270, 3140, 3250, 3500 und 4060 Kilogramm, im Mittel ergiebt sich demnach für diese Maschinencategorie eine mittlere Zugkraft von 3180 Kilogramm, was circa 35 % mehr ist als bei den ungekuppelten Maschinen.

Die verhältnissmässig grosse Zugkraft der russischen Locomotive (Nr. 10) unserer Tabelle wird durch die niedrigen Räder, keineswegs jedoch durch die Kessel- und demnach Cylinderverhältnisse motivirt, welche sehr bescheidene Dimensionen besitzen, wobei nur nochmals in Erinnerung gebracht wird, dass D in der Zugkraftformel im Nenner steht und dass mithin diese Kraft direct mit der Radhöhe abnimmt, alle übrigen Verhältnisse als gleichbleibend vorausgesetzt. Hierin liegt vielleicht die Ursache, weshalb vielen Constructeuren die Radhöhe ein sehr delicater Factor ist, und dass dieselben die Ansicht vertreten, die geringste Aenderung im Raddurchmesser bedinge nothwendig — aus constructiven Gründen — die Aenderung der Cylinder- resp. Kolbendimensionen und demgemäss natürlich auch der gesammten Kesselverhältnisse. Wir fürchten indessen zu weit abzuschweifen und verfolgen daher diesen Gegenstand nicht, obwohl derselbe gewiss nicht nur der Theorie, sondern gleichzeitig auch der Praxis angehört, der es vorbehalten bleiben muss, hierauf bezügliche Untersuchungen anzustellen; — ersetzt man doch in der Praxis bei ganzen Serien von Locomotiven zuweilen die zu hoch im Durchmesser gegriffenen Trieb- und Kuppelrädersätze durch niedrigere, was an sich nicht den geringsten Anstand hat.

Da die Adhäsionsgewichte dieser Maschinen 21700, 19300, 20000, 19500, 23000, 21500 und 27400 Kilogramm betragen, so ergiebt sich für diese Maschinengattung die mittlere Zugkraft pro Tonne Adhäsionsgewicht zu 128, 123, 163, 161, 141, 163 und 150 Kilogramm im Mittel zu 140 Kilogramm, entsprechend einem Adhäsions-Verhältniss von ca. $^1/_7$. Bei diesen Locomotiven genügt daher das Adhäsionsgewicht für die Ausnutzung einer dauernden Zugkraft, welche einem mittleren Dampfdruck auf die Kolben von 0,6 der Kesselspannung entspricht, während bei den ungekuppelten Maschinen im Durchschnitt schon bei einem Dampfdruck von 0,5 der Kesselspannung die Adhäsion überschritten wurde. Man erkennt daraus, dass die gekuppelten Locomotiven von den Witterungsverhältnissen im Wesentlichen unabhängig und daher weit betriebssicherer als die ungekuppelten sind.

Setzt man nun, um den Widerstand der Eigenbewegung des Motors zu ermitteln, 10 Kilo pro Tonne Maschinengewicht (was erfahrungsmässig für Zweikuppler hinreicht), so erhält man die beziehentlichen Effecte zu 332, 287, 340, 315, 375, 315 und 391, welche wiederum von den obigen Totalleistungen (Zugkräften) abgezogen werden müssen, um die thatsächlich geführten Bruttolasten zu ermitteln. Es werden demnach die beziehentlichen Zugkräfte sich in 2318, 2083, 2930, 2825, 2875, 3185 und 3669 Kilogramm verwandeln. Behufs Darstellung dieser Werthe in geförderten Bruttolasten ist unter Berücksichtigung von Personenzugbetrieb, also für Geschwindigkeiten, die zwischen 40—60 Kilometer liegen, 8 bis 12 Kilogramm pro Tonne Bruttolast anzunehmen. Bei Zugrundelegung von 10 Kilo pro Tonne Bruttolast würden die geführten Lasten sich auf die beziehentlichen Werthe von 232, 208, 293, 283, 288, 319 und 367 Tonnen stellen. Dies gilt indess nur für die Horizontale. Steigt die Bahn mit 10 : 1000, so wachsen die Zugwiderstände um 10 Kilo-

Cylinderkessel.	Länge	3,220 m	
	Weite	1,220 -	
Totale Kessellänge		5,900 -	
	Blechstärke	13 mm	
Innere Capacität		4,450 Cubikmeter	
	Wasservolumen	2,880	(bei 100 mm Wasserstand über der Feuerbüchse)
	Schornsteinweite	0,420	(Basis)
		0,540	(Mündung)
	Schornsteinhöhe	4,270	(ab Schiene).

Da die Roste vorn 1,550 m, hinten 1,100 m unter der inneren Feuerbüchsendecke liegen, so beträgt die Neigung gegen die Rohrwand $\frac{450.}{1700}$.

Der Cylinderkessel ist aus drei Ringen zusammengesetzt. Durchmesser im Lichten 1,220 m. Die Rauchkammer bildet die directe Fortsetzung des cylindrischen Theiles. Belpaire-Kiste; Feuerrahmen demgemäss die Hauptthür mit umschliessend. Das äussere Mantelblech der Feuerbüchse ist aus dem Ganzen erwalzt, daher Vermeidung der zwei oberen Nietreihen. Dom auf dem Mittelbleche. Kesselspeisung durch zwei Injectoren nach Friedmann von 7 und 9 mm Düsenweite. Höhe der Kesselachse über Schiene 1,950 m. Das Manometer ist nach System Rau von innen erleuchtbar und mit transparentem Zifferblatt versehen.

Gestell. Innenabstand der Rahmen	1,200 m,	
Minimalquerschnitt	25 × 310 mm,	
ganze Maschinenlänge . .	8,495 m	(incl. Buffer),
ganze Rahmenlänge . . .	8,015 -,	
Platformhöhe über Schienen .	1,757 -	(in der Mitte),
Platformhöhe über Schienen .	1,280 -	(an den Enden).

Rahmenbleche aus dem Ganzen. Radstand 4,930 m, worin 2300 mm Entfernung der Kuppelachsen. Die Vorderachse ist 830 mm hinter der Verticalachse der Rauchkammer angeordnet. Gleichmässige Vertheilung der Last auf beide Kuppelachsen. Der Schwerpunkt des Motors liegt 160 mm von der Mittelachse. In Betreff der Gewichte, Raddurchmesser, Kolbendimensionen etc. vergl. Nr. 5 der Tabelle.

Doppelschiebersteuerung nach System Guinotte, welches bekanntlich in der Anwendung der Heusinger von Waldegg'schen Steuerung auf das System der Doppelschieber in der Weise besteht, dass der Vertheilungsschieber durch die genannte Steuerung bewegt wird, von welcher auch zugleich die Bewegung der Expansionscoulisse eingeleitet wird. Die Cylinderachsen liegen 900 mm tiefer als die Kesselachse und da die mittlere Position des Kolbens vom Mittel der Triebachse um 3,810 m absteht, so geschieht die Umsetzung unter besonders günstigen Bedingungen.

Der Horizontalabstand der Cylindermittel ist 1,950 m. Die Leistung im regulären Dienste wird zu 60 Kilometer pro Stunde mit 21 Wagen auf Rampen von 1:200 angegeben; und mit 40 Kilometer und 9 Wagen auf Rampen von 1:55, wie sie auf den Linien des Grand Central Belge vorkommen. Fünf Maschinen dieser Type wurden 1864 in Betrieb gesetzt, weitere zwei 1865, vierzehn im Jahre 1867 und sieben im Jahre 1873. Sie wurden sämmtlich in der genannten Fabrik erbaut. Die Consumtion ergab sich im Durchschnitt zu 9,66 Kilogramm halbfette Klarkohle (charbon menu demi-gras) pro Dienstkilometer.

Die Nummern 7, 8 und 9 unserer Tabelle besitzen zweiachsige bewegliche Vordergestelle mit den beziehentlichen Radständen von 1,020 m (Kessler in

Diese Locomotive kann als Grundtypus neuester englischer Personenzuglocomotiven ohne Drehgestell angesehen werden; dieselbe besitzt innenliegende Cylinder, zwischen denselben liegende Schieberkasten, innere Rahmen und für jedes Achslager gesonderte Federn, welche bei der Trieb- und Kuppelachse unter den Lagern hängen. Der Kessel liegt verhältnissmässig hoch, 2,180 m in der Mitte über Schienenoberkante, welches Maass durch den, für die inneren Kurbeln erforderlichen freien Raum bedingt wird. Die Rostfläche von 1,5 qm erscheint nach deutschen Begriffen verhältnissmässig klein, ist aber für die Verwendung der vorzüglichen englischen Kohlen ausreichend gross. Die äussere Decke des Feuerkastens bildet nach deutscher Construction die Fortsetzung des Langkessels und ist mit der inneren Decke durch verticale Stehbolzen verbunden, welche innen sechskantige Köpfe haben und aussen vernietet sind. Die durch diese Construction bedingten Horizontalanker fehlen. Es ist erfreulich zu bemerken, wie diese ausgezeichnete Feuerkasten-Anordnung, welche in Deutschland zuerst angewandt wurde, auch in England immer grössere Verbreitung findet.

Die in Rede stehende Maschine besitzt Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen, deren Coulissen durch den Stroudley'schen Dampfsteuerungs-Mechanismus bewegt werden; die Luftdruckbremse von Westinghouse ist angebracht, auch zur angemessenen Belastung der Hinterachse ein schwerer gusseiserner Zugkasten vorhanden. Ein Dampfdom ist nicht vorhanden, vielmehr erfolgt die Dampfaufnahme durch ein Sammelrohr, welches an dem in der Rauchkammer liegenden Regulatorschieber endet.

Die wesentlichen Hauptdimensionen dieser Maschine sind folgende:

Länge des Langkessels	3200 mm
mittlerer innerer Durchmesser	1270 -
Blechstärke	13 -
äussere Länge des Feuerkastens	1700 -
Breite desselben unten	1220 -
Blechstärke der äusseren Seitenwände	13 -
Blechstärke der äusseren Stirnwände	$14^1/_2$-
Blechstärke der inneren Wände	13 -
Blechstärke der Rohrwand	23 -
Rostfläche	1,5 qm
Länge der Siederohre	3320 mm
äusserer Durchmesser	42 -
Anzahl derselben	240 -
Cylinderdurchmesser	457 -
Kolbenhub	660 -
Länge der Dampfcanäle	416 -
Breite der Dampfcanäle	38 -
Durchmesser der Triebräder	2030 -
Durchmesser der Laufräder	1330 -
Abstand von Mitte Laufachse bis Mitte Triebachse	2430 -
Abstand von Mitte Triebachse bis Mitte Kuppelachse	2520 -
Belastung der Laufachse	11800 kg
Belastung der Triebachse	14200 -
Belastung der Kuppelachse	13100 -

Die Belastung der Vorderachse ist hiernach ziemlich gering; da das Adhäsionsgewicht der Maschine ohnehin im Verhältniss zur Zugkraft gross ist, so würde eine

Verminderung der Triebachs-Belastung zu Gunsten der Endachsen vortheilhaft erscheinen.

Ihrer ungewöhnlichen Verhältnisse wegen sind auch die Schnellzug-Locomotiven der ehemaligen Köln-Mindener Eisenbahn bemerkenswerth. Dieselben wurden in den Jahren 1871—74 speciell für die Beförderung der Berlin-Kölner Courier- und Expresszüge, welche bekanntlich mit der Maximalgeschwindigkeit von 90 km pro Stunde verkehren, gebaut und besitzen folgende Hauptverhältnisse:

Heizfläche	124 qm
Rostfläche	1,55 qm
Cylinderdurchmesser . . .	420 mm
Kolbenhub	508 -
Triebraddurchmesser . . .	1980 -
Dampfüberdruck	10 Atm.
Radstand	5,7 m
Gesammtgewicht (betriebsfähig)	42 t
Adhäsionsgewicht	26 -

Da der Langkessel 4,432 m, also die Siederohre über 4,5 m lang sind, so hat die für eine Personenzugmaschine enorm grosse Heizfläche nicht diejenige Verdampfungsfähigkeit pro Quadratmeter, welche Kessel von 3—3,5 m Länge besitzen. Von den drei Achsen der Maschine ist die vordere Laufachse mit über 16 t belastet. während nach den »Technischen Vereinbarungen« bekanntlich 14 t pro Achse als Maximum anzusehen sind. Hätte man den vorderen, ziemlich überflüssigen Theil der Siederohre abgekürzt, so würde sich auch diese Ueberlastung der Laufachse. welche nothwendig auf Oberbau und Reifen zerstörend wirken muss, haben vermeiden lassen. Auch die Rostfläche beträgt nur $^1/_{80}$ der Heizfläche, während man bei anderen Personenzuglocomotiven, welche mit westfälischen schwer brennenden Kohlen geheizt werden, Rostflächen von $^1/_{60}$ — $^1/_{50}$ der Heizfläche findet. Der Feuerkasten ist überhöht und trägt oben den Dampfdom, wodurch der Regulatorschieber sehr hoch zu liegen kommt; die innere Feuerkastendecke ist noch mit Querbarren versteift.

Bei 6 Atm. mittlerem nutzbarem Druck auf die Kolben werden nur 2700 Kilogramm Zugkraft entwickelt, welcher ein Adhäsionsgewicht von circa 26000 Kilogramm gegenübersteht. Da die Kesselcapacität ein grösseres Cylindervolumen gestattet, so sind demnach letztere kleiner bemessen, als es die stets anzustrebende volle Ausnutzung der Verdampfung und der Adhäsion wünschenswerth erscheinen lässt; insbesondere ist der, von den alten ungekuppelten Maschinen stammende Kolbenhub von 508 mm zu gering. Ihrem Gewichte nach könnte diese Maschine erheblich leistungsfähiger sein.

Da die Federn der am meisten belasteten Vorderachse durch einen Querhebel verbunden, also für die seitliche Stabilität unwirksam gemacht sind, so ist letztere ziemlich gering, und die Maschinen zeigen daher bei grosser Geschwindigkeit bedeutende Seitenschwankungen.

§ 6. Maschinen mit directer Unterstützung der Feuerbüchse. — Wir zählen hierher alle diejenigen Locomotiven, bei denen die Hinterachse weder vor noch hinter, sondern unter der Feuerbüchse gelagert ist. Wir haben eine Anzahl Typen dieser Categorie von Nr. 12—21 in unsrer Tabelle in Betreff ihrer Hauptdimensionen zusammengestellt und bieten die Tafeln LVII bis LX die Skizzen derselben, worin die von Borsig construirte Maschine Nr. 3031 (Wien 1873) in ihren näheren Details auf Tafel LXI im Maassstab von 1:40 vor Augen geführt ist. Die

eine beträchtliche Grösse, die zwischen 1,6—3 Quadratmeter variirt, während diese Flächen bei den Maschinen mit hinterer Kuppelachse (wo die Achsen oft nur rahmenartig den quadratischen Feuerkasten umschliessen) zwischen 1,15—1,660 Quadratmeter liegen, also durchschnittlich nur halb so gross sind, als bei den neueren Maschinen mit unter der Feuerbüchse liegender Achse (vergl. Nr. 12—21 der Tabelle).

Die Radstände werden bei diesen Maschinen innerhalb nicht weiter Grenzen liegen und durchschnittlich kleiner sein, als bei ganz hinten liegender Achse. In der That finden wir bei letzteren Maschinen (abgesehen von denen mit beweglichen Gestellen) weit grössere Radstände und grössere Variationen in dieser Abmessung, als bei ersteren, wo die Radstände zwischen den sehr mässigen Grenzen von 4,267 m bis 4,650 m liegen. Die Adhäsionsgewichte sind, den grösseren Kesseln entsprechend, durchschnittlich höher, während das Verhältniss zwischen Adhäsions- und Maschinengewicht dasselbe bleibt wie oben; doch wird bei diesen Kesseln, infolge der Vergrösserung der directen Heizfläche, das Leistungsverhältniss beträchtlich erhöht. Während wir oben die directen Heizflächen zwischen 6,60 und 8 Quadratmeter fanden, liegen dieselben hier zwischen den Werthen von 6,50 und 12 Quadratmeter, während die indirecten Heizflächen in beiden Fällen gleich bleiben.

Nach diesen allgemeinen Betrachtungen kommen wir auf einige constructive Details der in Rede stehenden Categorie (Nr. 12—21 der Tabelle) zurück, insoweit dieselben von Interesse erscheinen.

Zunächst tritt uns in Nr. 13 (Tafel LVII, Fig. 11) die von der Société d'Exploitation (Tubize in Belgien) zu Wien 1873 ausgestellte Personenzugmaschine entgegen. Aussenliegende Steuerung nach Heusinger von Waldegg. Belpaire-Kessel. Die Kuppelachse liegt unter der Feuerbüchse und zwar um eine geringe Grösse vor deren Mitte. Der bewegliche (horizontale) Theil des Rostes liegt an der Rohrwand, also im tiefsten Theile, und ist mittelst Schraube und Winkelhebel in der gewöhnlichen Weise bewegbar. Der Dom sitzt auf dem Mittelringe des Langkessels. Die Langträger sind aus dem Ganzen gewalzt, innenliegend. Die Balancirung der Kuppelachsen erfolgt durch in die Rahmenebene gelegte Winkelhebel und Zugstange. Die lichte Entfernung der Rahmen beträgt 1,254 m bei 30 mm Plattendicke, 8,035 m Rahmenlänge und 8,950 m totale Maschinenlänge.

Die Federn bestehen aus 17 Elementen und besitzen die Sehnenlänge von 900 mm bei 30 mm Pfeilhöhe. Die Räder ganz Schmiedeeisen ohne Gegengewichte, Bewegung der Coulissen vermöge der Combination von Schraube und Hebel nach Belpaire. Die Hauptdimensionen sind aus der Tabelle ersichtlich und soll daher nur noch des zweiachsigen Tenders dieser Maschine gedacht werden, dessen Rahmen gleichfalls aus einfachen, aus dem Ganzen geschnittenen Trägern gebildet ist. Bremsvorrichtung auf beide Achsen mittelst einseitiger Backen auf die inneren Bandageseiten, in den Hängeeisen nach amerikanischem Princip gegliedert, wodurch man bekanntlich auf sämmtliche Räder gleiche Pressungen erzielt, was bei den Bremsen der gewöhnlichen Construction bekanntlich nicht der Fall ist. Capacität des Wasserreservoirs 8000, des Kohlenraumes 3000 Kilogramm, was für längere Fahrten vor Personenzügen durchaus hinreichend. Die Speisung erfolgt durch zwei Injectoren nach Friedmann, unter der Platform am Rahmen befestigt.

Die fraglichen Locomotiven sind zum Personenzugdienst auf den Linien der Belg. Staatsbahnen bestimmt, deren Rampen 15 pro 1000 (1:66) erreichen. Die Roste consumiren klare Staubkohle in mageren oder halbfetten Sorten. Die ersten Maschinen dieser Type wurden vor 25 Jahren für die Linie Antwerpen-Rotterdam erbaut und

Wir fügen hinzu, dass das gewählte günstige Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme (grosser Hub, kleine Radhöhe) in der That eine sehr vortheilhafte und vielseitige Verwendung dieser Type gestatten dürfte, welche auch anderwärts häufigere Nachahmung verdiente, weil man dann weniger oft genöthigt wäre, die regulären Personenzüge mit zwei Maschinen zu fahren (also doppeltes Personal und doppelte Consumtion bezahlen zu müssen) deren Triebräder 1848 mm Höhe haben, mit denen man, trotz der Kuppelachse, eben nur leichte Züge zu fahren im Stande ist. Die in jüngster Zeit sich wiederum bemerkbar machende Tendenz einer Vermehrung der Triebradhöhe (bei den heutigen Betriebszuständen gewiss sehr übel angebracht!) wird nicht minder schnell der entgegengesetzten Richtung weichen und zwar auf Grund gemachter Erfahrungen.

Nr. 17 der Tabelle (Tafel LVII, Fig. 12) zeigt die Personenzugmaschine der Belgischen Staatsbahn (deren eine zu Paris 1867 figurirte und mit der goldenen Medaille geziert wurde). Sie führt Züge von 15 Wagen mit 55 Kilometer mittlerer Geschwindigkeit auf Steigungen von 1 : 200, was Maximalgeschwindigkeiten von circa 75 Kilometer voraussetzt; die Consumtion pro durchlaufenen Kilometer beträgt im Durchschnitt 8 Kilo Klarkohle (in fetten und halbfetten Sorten), deren durchschnittlicher Preis sich auf 9 Francs pro Tonne stellt. Rahmen aussen, daher die Kupplungskurbeln auf die verlängerten Achsenhälse gepresst sind. Cylinder und Steuerung (System Belpaire — Stephenson). Der Rahmen ist zum Theil doppelt construirt infolge der vierfachen Lagerung der Triebwelle; die Rahmen sind auf beiden Flächen behobelt und besitzen 25 mm Dicke. Die Triebachse, in äusseren und inneren Rahmen gelagert, ist natürlich Kropfachse. Die Federn der Kuppelachsen sind durch in der Rahmenebene liegende Balanciers, bei den neueren Serien jedoch vermöge Winkelhebel und Zugstange miteinander verbunden. Belpaire-Feuerkiste mit angeschlossenem kurzen Cylinderkessel. Anschlussplatte aus dem Ganzen, daher zugleich die Vorderwand der äusseren Feuerbüchse bildend. Blechstärke 11 mm. Steuerungsapparat vermittelst Combination von Hebel und Schraube (beschrieben und gezeichnet im constructiven Theile des die Steuerungen behandelnden Cap. IX, p. 642, dieses Bandes). Das im dienstfähigen Zustande 33300 Kilo betragende Gewicht, ist wie folgt, vertheilt: Vorderachse 9100 Kilo, Triebachse 12400 Kilo, Kuppelachse 11800 Kilo. Auf Kosten der Belastung der Vorderachse wird demnach eine Adhäsion von 24200 Kilo erzielt. Achsen aus Bessemerstahl, Räder ganz Schmiedeeisen, ohne Gegengewichte, die Achsenbüchsen aus Bessemerstahl. Bandagen aus Bessemer mit 63 mm Stärke im Laufringe. Die Bleuelstangen sind aus Eisen, die Kuppelstangen hingegen wiederum aus Bessemerstahl (!). Alles laut Vorschrift der Staatsbahn. Die Kolben sind aus einem Stücke mit der Stange aus Bessemerstahl erschmiedet. Wie wir sehen, zeichnet sich die behandelte Type nicht nur durch ihre ganze Erscheinung, sondern auch in den Details durch bemerkenswerthe Eigenthümlichkeiten aus, auf welche in aller Kürze hinzuweisen, nicht versäumt werden durfte.

Nr. 18 unserer Tabelle zeigt die ältere Anordnung preussischer Personenzugmaschinen mit überhöhter Feuerkiste, wie dieselbe namentlich für die Rheinische, die Bergisch-Märkische, die Köln-Mindener, die Berlin-Stettiner und die Ost-Bahn aus Berliner Fabriken im letzten Decennium in vielen Hunderten von Locomotiven hervorgegangen ist. Siehe Skizze auf Tafel LVIII, Fig. 10.

Auf Tafel LXIII ist die Normalpersonenzug-Locomotive der Preussischen Staatsbahnen in Längenschnitt, Grundriss und Endansichten bezw. Schnitten in $^1/_{40}$ der natürlichen Grösse dargestellt; die Hauptdimensionen derselben sind unter Nr. 19

der Tabelle aufgeführt. Die bedeutende Ausdehnung, welche das preussische Staatsbahnnetz besitzt, macht diese Maschine für unsere Betrachtungen besonders interessant, da man annehmen darf, dass sich in den Constructionsverhältnissen derselben die Betriebserfahrungen der ersten Maschinentechniker der preussischen Bahnen verkörpert finden; wir werden dieselbe daher eingehend besprechen.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind:

innere Heizfläche der Rohre . . .	85,3 qm
innere Heizfläche des Feuerkastens	6,5 -
gesammte innere Heizfläche . . .	91,8 -
Rostfläche	1,8 -
Dampfüberdruck im Kessel . . .	10 Atm.
Cylinderdurchmesser . . . . ,	420 mm
Kolbenhub	560 -
Triebraddurchmesser	1730 -
Gesammtgewicht leer	32,8 t
Gesammtgewicht (betriebsfähig) . .	37 -
Adhäsionsgewicht (betriebsfähig) .	24,4 -

Bei einem mittleren nutzbaren Druck auf die Kolben von höchstens 6 Atm. entwickelt die Maschine hiernach eine Maximalzugkraft von circa 3400 Kilogramm, entsprechend 140 Kilogramm pro Tonne Adhäsionsgewicht; letzteres ist demnach reichlich gross bemessen. Die Heizfläche ist gleich dem 660fachen Querschnitte eines Cylinders, ein Verhältniss, welches umsomehr als ausreichend erachtet werden kann, als die Rostfläche nahe $^1/_{50}$ der Heizfläche beträgt und die Siederohre etwa 3,7 m lang sind, demnach der Kessel eine verhältnissmässig grosse Leistungsfähigkeit besitzt.

Der Kolbenhub ist gleich 0,34 des Triebraddurchmessers, welch letzterer mit 1730 mm für die Beförderung von schnell fahrenden Zügen noch genügt, während für eine Beförderung schwerer Züge mit geringerer Geschwindigkeit eine noch günstige Kraftübersetzung vorhanden ist. Die Maschinen bes tzen demnach die für eine solche Normalmaschine erforderliche vielseitige Verwendbarkeit und leisten erfahrungsmässig Vorzügliches. Dieselben befördern z. B. auf günstigen Bahnstrecken Züge von 12 Wagen oder 30 Achsen mit 80—85 Kilometer reiner Fahrgeschwindigkeit, wobei bis zu 600 indicirte Pferdestärken geleistet werden. Zu diesen günstigen Betriebsresultaten wirken auch die guten Detailconstructionen der Maschinen mit, welche nunmehr besprochen werden sollen.

Der Langkessel besteht aus drei cylindrischen Ringen von 14 mm Blechstärke, welche nach vornehin im Durchmesser abnehmend teleskopartig ineinander stecken; derselbe enthält 162 Siederohre von 50 mm äusserem und 45 mm innerem Durchmesser, welche in verticalen Reihen angeordnet sind; die Rauchkammerrohrwand ist mit besonderem Winkelring vor den Langkessel genietet. Nach rückwärts bildet die halbrunde äussere Feuerkastendecke die Fortsetzung des Kessels; dieselbe ist mit der inneren Decke durch eiserne Stehbolzen von 25 mm Stärke in 105 mm Abstand verbunden, deren Köpfe oben und unten vernietet sind. Da durch diese Stehbolzen der Dampfdruck auf den mittleren Theil der äusseren Decke aufgehoben wird, so schwindet auch die Tangentialspannung hier so ziemlich ganz, es muss also der Dampfdruck auf die Seitentheile der Decke durch besondere Horizontalanker aufgehoben werden, deren hier 5 vorhanden sind. Diese vorzügliche Feuerkastenconstruction kann mit Recht als die »deutsche« bezeichnet werden, da dieselbe in Deutschland im Verlauf der Jahre 1875—1880 ziemlich allgemein eingeführt worden

ist; dieselbe findet neuerdings auch in England grossen Beifall, während in den anderen europäischen Ländern noch vielfach an der complicirteren und namentlich in der Verbindung mit dem Langkessel weniger zuverlässigen Construction mit flacher Decke von Belpaire festgehalten wird. Die übrigen Constructionsverhältnisse des Feuerkastens sind aus der Zeichnung ersichtlich. Der schräg liegende Rost ist der Grösse nach für die Verwendung deutscher Förderkohlen bestimmt und wird der Natur der verwendeten Kohlen entsprechend bei den verschiedenen Bahnen verschieden ausgeführt.

Auf dem hinteren Ringe des Langkessels befindet sich der Dampfdom, welcher den Regulatorschieber enthält und welchem der Dampf aus dem Langkessel durch ein Sammelrohr zugeführt wird. Die Speisung des Kessels erfolgt durch zwei Injecteure, für welche ein bestimmtes System nicht vorgeschrieben ist. Es ist nur ein Ramsbottom'sches Sicherheitsventil vorhanden, welches auf der Feuerkastendecke angebracht ist.

Der ganze Kessel ist auf dem Rahmengestell so gelagert, dass derselbe, ohne ein Entfernen von Gestellstheilen nöthig zu machen, abgenommen und durch einen neuen in kurzer Zeit ersetzt werden kann.

Das Rahmengestell ist in der gewöhnlichen Weise aus zwei innerhalb der Räder liegenden Hauptrahmen von 25 mm Stärke nebst den entsprechenden Querverbindungen hergestellt. Bemerkenswerth ist die gute Verbindung zwischen den Cylindern und die Verlängerung der oberen Horizontalplatte bis über die Vorderachse hinweg, wodurch seitliche Ausbiegungen der Rahmen und die damit zusammenhängenden Brüche der Cylinderflantschen etc. wirksam vermieden werden. Der Kesselträger liegt in der Ebene der Geradführungsträger, hinter der Triebachse befindet sich eine weitere solide Querverbindung, während der hintere Zugkasten, um eine angemessene Belastung der Kuppelachse zu erreichen, aus Gusseisen hergestellt ist.

Die Achslagerkasten sind nach der in Deutschland üblichen Construction aus Schmiedeeisen mit Gleitstücken und Lagerschale aus Rothguss ausgeführt; letztere sind mit Weissmetalleinlagen versehen. Die gusseisernen Unterkasten enthalten Schmierpolster. Für jedes Achslager ist eine gesonderte Feder vorhanden, welche bei der Laufachse über, bei den Triebachsen unter den Lagern liegt. Die Federn der Vorder- und Triebachse sind durch Längsbalanciers, diejenigen der Hinterachse durch einen Querhebel verbunden, sodass die Unterstützung in drei Punkten erfolgt. Diese Balancieranordnung, welche, wie wir an anderem Orte[8]) nachgewiesen haben, bei Weitem die grösste Sicherheit gegen Entgleisung gewährt, findet zur Zeit immer mehr Anerkennung und gewährt einen ausgezeichnet ruhigen Gang der Maschine auch bei den grössten Geschwindigkeiten.

Die Cylinder liegen aussen vor der Vorderachse und sind mit Deckeln an beiden Enden, sowie rundem Schieberkastendeckel versehen; die Stützen für die Ein- und Ausströmungsrohre liegen ausserhalb der Rahmen, wodurch die unsymmetrische Anordnung der Dampfcanäle bedingt wird. Die Kolben sind sogenannte schwedische, bestehen aus Stahl und sind auf den Kolbenstangen mit Ansatz und Mutter befestigt. Die Kolbenstangen gehen auch durch die vorderen Cylinderdeckel.

Das Triebwerk ist kräftig construirt, namentlich besitzen die Kurbelzapfen grosse Durchmesser und Längen. Die Steuerung nach Allan'schem System mit massiver Coulisse nach Krauss'scher Construction kann sowohl innenliegend als

---

8) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1878, p. 10—14.

die Rostfläche $^1/_{54}$ derselben beträgt. Man ersieht aus diesen Ziffern, dass die Maschine sehr gute Verhältnisse und eine bedeutende Leistungsfähigkeit besitzt.

Die Detailconstructionen der Maschine sind zweckmässig und für diese Type speciell geeignet ausgeführt. Rahmen, Cylinder und Steuerung liegen, wie bereits bemerkt, aussen; erstere bestehen aus je einer einfachen Bessemerstahlplatte von 35 mm Stärke und 790 mm mittlerer Höhe. Da die Steuerungsexcenter mit den Triebsachskurbeln aus einem Stück bestehen und hinter dem Kurbelarm auf der Kurbelnabe sitzen, so liegen die Kurbelzapfen ziemlich weit nach aussen, und beträgt der Abstand von Mitte zu Mitte Cylinder 2430 mm, die Maximalbreite der Maschine an den Cylindern nahe 3000 mm. Doch scheint diese Anordnung, bei welcher die Kurbelnaben nicht in die Lager treten, vor dem Hall'schen System bei Weitem den Vorzug zu verdienen. Die Schieber liegen über den Cylindern und werden durch Stephenson'sche Coulissen bewegt. Da die vordere Truckachse zwischen den Cylindern liegt, so musste die Absteifung der Rahmen hier vorzugsweise durch eine horizontale Platte geschehen, welche vom Kopfstück bis zur Querverbindung über der Mitte des Gestells reicht.

Das Truckgestell nach Kamper's Construction, dessen Radstand 1700 mm ist, hat seinen Drehpunkt weit zurück, 770 mm vor der Triebachse; das vordere Maschinenende hängt an demselben mittelst zweier Pendelstangen, deren schräge Stellung das Gestell in der Längenrichtung der Maschine zu erhalten strebt; weitere Pendelstangen verbinden das Gestell mit dem Kopfstück und ziehen dasselbe also während der Fahrt. Diese Gestelle, welche neuerdings viel Verwendung finden, sollen einen sehr ruhigen Gang der Maschine erzeugen und besitzen ausserdem den Vortheil einer theoretisch vollkommenen richtigen Einstellung der ganzen Locomotive in Curven.

Der Langkessel von 1330 mm mittlerem Durchmesser hat einen grossen Dom und mit dem Flantsch nach aussen eingenietete Rohrwand von 25 mm Stärke. Länge der Siederohre 4000 mm zwischen den Wänden. Die äussere Feuerkastendecke ist halbrund und mit der inneren durch Stehbolzen verbunden; die Queranker fehlen bis auf einen.

Beschreibung und Abbildungen dieser Maschine finden sich im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von 1880, p. 45, Tafel VI—VIII.

Personenzuglocomotive der New-Jersey-Central-Bahn. Diese Maschine, welche auf Taf. LX, Fig. 5, dargestellt ist und deren Hauptdimensionen unter Nr. 21 der Tabelle aufgeführt sind, ist in ihrer Gesammtanordnung für die neueren amerikanischen Personen- und Schnellzuglocomotiven ebenso bezeichnend, wie die beiden vorher beschriebenen Typen für österreichische und deutsche Maschinen derselben Gattung. Dieselbe weicht von der unter Nr. 8 der Tabelle aufgeführten älteren amerikanischen Maschine in den Constructionsverhältnissen zum Theil ab und ist daher von besonderem Interesse.

Zunächst ist die Maschine, deren Hauptdimensionen, wie aus der Tabelle hervorgeht, durchaus normale Verhältnisse zeigen, mit einem Anthracitrost versehen; derselbe besteht aus Wasserrohren, welche in die Endwände des inneren Feuerkastens eingeschraubt sind und nach Entfernung der in der hinteren Aussenwand angebrachten Spülpfropfen innen gereinigt werden können. Das mittlere und die beiden äusseren Rohre sind durch massive, durch hohle Rohrstutzen von hinten eingeschobene Rundeisenstangen ersetzt, welche beim Reinigen des Rostes herausgezogen werden. Da die Rostbreite der starken Barrenhauptrahmen wegen sehr gering

ist, so wurde der Rost zur Erzielung der nöthigen Fläche sehr lang hergestellt und die Kuppelachse unter den hinteren Theil desselben gelegt.

Der innere Feuerkasten besteht, wie bei allen amerikanischen Locomotiven, welche Anthracitkohlen brennen, aus weichem Stahl, da dieses Material der Zerstörung durch die harte Kohle besser als Kupfer widersteht. Auch die äusseren Feuerkasten und Langkessel werden aus Stahl hergestellt; bemerkenswerth sind die geringen Wandstärken der Bleche, welche bei der hier beschriebenen Maschine betragen:

Seitenwände des inneren Feuerkastens	6,5	mm
Decke des inneren Feuerkastens . .	9,5	-
Endwand des inneren Feuerkastens .	8	-
Rohrwände	13	-
Langkessel	9,5	-

Durch diese geringen Blechstärken, welche selbstverständlich ein sehr gutes Material und sorgfältige Arbeit voraussetzen, erklärt sich das geringe Gewicht der Maschine.

Infolge der in Amerika im Durchschnitt geringen Fahrgeschwindigkeit findet man dort allgemein bei den Personen- und Schnellzuglocomotiven Triebraddurchmesser von 1,5 — 1,6 m, wodurch sich sehr günstige Zugkraftsverhältnisse ergeben. Die hier beschriebene Maschine kann bei 1575 mm Triebraddurchmesser 560 mm Hub, 432 mm Cylinderdurchmesser und 5,4 Atm. nutzbarem mittlerem Dampfdruck auf die Kolben eine Zugkraft von 3600 Kilogramm entwickeln, welche gleich 0,154 des Adhäsionsgewichtes von 23300 Kilogramm ist.

Das vordere Truckgestell, der Cow-Catcher, der gusseiserne Cylinderträger, die aussenliegenden Schieber durch die innenliegende Coulisse bewegt, der Barren-Rahmen und sämmtliche Detailconstructionen hat diese Maschine mit den meisten anderen amerikanischen gemein. Dieselbe war im Jahre 1876 auf der Ausstellung in Philadelphia ausgestellt und ist beschrieben im Engineering 1876, II. Bd., p. 104.

Ihrer ganz abnormen gewaltigen Dimensionen wegen ist die im Jahre 1880 eingeführte Expressmaschine der Philadelphia und Reading-Bahn von speciellem Interesse; diese Maschine ist, wie die oben beschriebene ungekuppelte Locomotive von Baldwin, aus dem Streben der Amerikaner nach Vergrösserung der Fahrgeschwindigkeit ihrer Schnellzüge hervorgegangen und nach den Angaben des Obermaschinenmeisters der Bahn, Mr. Wootten, erbaut.

Die Hauptdimensionen dieser Maschine sind:

Cylinderdurchmesser	532	mm
Kolbenhub	560	-
Triebraddurchmesser.	1730	-
Adhäsionsgewicht	29	t
Gesammtgewicht im Dienst . .	43,6	t
Länge des Rostes	2900	mm
Breite des Rostes	2440	-
directe Heizfläche	12,2	qm
indirecte Heizfläche	82,5	-
Gesammt-Heizfläche	94,7	-
Rostfläche	7,0	-

Die Locomotive hat 4 Achsen, deren vordere beiden in dem üblichen Truckgestell liegen, während die hinteren Triebachsen sind. Um mit der schwer brennenden Anthracitkohle die für schnelles Fahren nöthige Verdampfung zu erzielen,

sind dem aus Wasserrohren bestehenden Roste die vorstehenden colossalen Dimensionen gegeben worden, und musste derselbe infolge dessen noch über die Räder der darunter liegenden Kuppelachse gelegt werden, wodurch die Kesselmitte 2340 mm über Schienenoberkante zu liegen kommt. Vor dem Rost befindet sich eine Feuerbrücke, über welche hinweg die Gase zunächst in eine Verbrennungskammer gelangen und erst dann in die Siederohre treten. Da neben dem breiten Feuerkasten kein Raum ist, wurde der Führerstand vor demselben zu beiden Seiten des Langkessels angebracht; ein zweiter Heizer hat seinen Stand auf der Tenderplatform.

Bei einem mittleren nutzbaren Dampfdruck auf die Kolben von 5,4 Atm. (9 Atm. im Kessel) kann die Maschine die enorme Zugkraft von circa 5000 Kilogramm ausüben, entsprechend 0,173 des Adhäsionsgewichtes.

Da die Maschine für Fahrgeschwindigkeiten von 90 — 100 Kilometer pro Stunde bestimmt ist, so kann die Zugkraft, selbst wenn man in Anbetracht der grossen Rostfläche die Nutzleistung der Maschine zu 600 Pferdestärken annimmt, nur 1500 bis 1800 Kilogramm betragen, woraus ohne Weiteres ersichtlich, dass die Cylinder viel zu gross angenommen sind und besser einen um 100 mm geringeren Durchmesser erhalten hätten.

Die hohe Lage des Kessels soll keinen unruhigen Gang der Maschine hervorrufen, welche Erscheinung wohl in dem langen Radstande und der guten Führung des Vordertheiles durch das Truckgestell ihren Grund findet. Eine Beschreibung dieser Locomotive findet sich im Engineering von 1881, Bd. I, p. 333.

Für den Schnellzugsbetrieb besser geeignet erscheinen die neuen, im Jahre 1881 eingeführten Expressmaschinen der Pennsylvania-Bahn. Dieselben weichen in der Construction von den gewöhnlichen amerikanischen Personenzugmaschinen im Wesentlichen nur darin ab, dass der Feuerkasten, um eine grössere Rostbreite zu gewinnen, nicht zwischen den Rahmen herunterreicht, sondern mit dem Grundringe auf denselben steht; dem entsprechend liegen die Federn der Trieb- und Kuppelachse unter den Lagern.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind:

Cylinderdurchmesser . . .	457 mm
Kolbenhub.	610 -
Triebraddurchmesser . .	1980 -
Adhäsionsgewicht . . .	33 t
Totalgewicht betriebsfähig	47 -
Rostfläche.	3,2 qm
Heizfläche	110 - .

Diese Verhältnisse zeigen eine recht gute Harmonie und dürften der Maschine eine grössere Leistungsfähigkeit verleihen, als ihre eben beschriebene Concurrentin besitzt. Die Triebräder haben gusseiserne Radsterne; die Steuerung wird durch Dampfkraft verstellt und regulirt. Leider ist die Verankerung des Feuerkastens noch mittelst Deckbarren hergestellt, welchem Umstande auch das reichlich grosse Gewicht zuzuschreiben sein dürfte. Die Locomotive ist beschrieben im Engineering von 1881, Bd. II, p. 552.

Für schnelles Fahren recht geeignete Constructionsverhältnisse besitzen die neueren, englischen Mustern ähnlichen, Schnellzugslocomotiven der Französischen Nordbahn. Nachdem die Schnellzüge dieser Bahn bis zum Jahre 1870 durch die Anfangs eingeführten Crampton-Maschinen befördert worden waren, wurden von diesem Zeitpunkt an, der steigenden Belastung der Züge wegen, gekuppelte dreiachsige

Locomotiven mit vorderer Laufachse, inneren Cylindern und Aussenrahmen eingeführt. Dieser Typus ist bei der hier beschriebenen Maschine noch dahin abgeändert, dass die Laufachse durch ein zweiachsiges Truckgestell ersetzt ist, weil die Maschine für die curvenreicheren Nebenlinien bestimmt ist.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind:

Cylinderdurchmesser	432 mm
Kolbenhub	610 -
Triebraddurchmesser . . .	2100 -
Laufraddurchmesser	1010 -
Gesammtradstand.	6230 -
Dampfüberdruck	12 Atm.
Heizfläche.	97 qm
Rostfläche.	2,3 -
Gewicht leer	38,9 t
Gewicht betriebsfähig . . .	42,3 -
Adhäsionsgewicht	27,6 -.

Die Maximalzugkraft von circa 3250 Kilogramm steht hiernach in einem guten Verhältnisse zur Leistungsfähigkeit des Kessels, welche der grossen Rostfläche und des kurzen Langkessels wegen eine sehr gute sein wird.

Die Construction ist durch die doppelten, inneren und äusseren Rahmen sehr complicirt, auch wird die Drehung des Truckgestells durch die inneren Rahmen sehr beschränkt, da die Radflantschen an denselben schleifen würden. Das Vorderende wird durch den festen Mittelzapfen des Trucks geführt und durch zwei Gleitflächen von demselben getragen. Die äusseren Federn der Triebachsen sind durch Winkelhebel verbunden, sodass die Unterstützung der Maschine in vier Punkten erfolgt.

Auf dem Langkessel befindet sich vorne der Regulatorkasten, welchem der Dampf aus dem Dom durch ein besonderes Rohr zugeführt wird; der Feuerkasten ist nach Belpaire's Construction, mit nur wenig überhöhter äusserer Decke, ausgeführt; unter demselben liegt die Kuppelachse in einem, in den Aschkasten eingebauten Canal. Von den Details sind namentlich die langen Achsschenkel, 260 mm bei den Triebachsen, 240 mm bei den Laufachsen, bemerkenswerth, welche auf die Erhaltung des Triebwerkes vom besten Einfluss sein werden. Etwas mehr Einfachheit mancher Constructionstheile wäre zu wünschen.

Beschrieben ist diese Maschine im Engineering von 1880, I. Bd. p. 303.

§ 7. Maschinen mit beiden Kuppelachsen vor der Feuerbüchse. — Die Maschinen dieser Categorie (Nr. 22—31 der Tabelle) können unterstützte oder auch überhängende Feuerbüchsen haben. Die Laufachse kann entweder vorn, oder, die Feuerbüchse unterstützend, hinten liegen, auch kann ein vorderes oder auch ein hinteres bewegliches Gestell vorhanden sein, sowie eine vordere und eine hintere Laufachse gleichzeitig zur Anwendung kommen.

Als ein Beispiel für letztere Construction bietet die in Skizze Fig. 7 auf Tafel LXII im Längendurchschnitt vor Augen geführte Locomotive, die von Schneider & Comp. in Creuzot für die Grosse Russische Eisenbahngesellschaft im Jahre 1862 erbaut wurde. Die Maschine zeichnet sich durch bedeutende Dimensionen und eine grosse Feuerungsanlage aus (1,900 m Rostlänge), weshalb es auch nöthig wurde, die Feuerbüchse durch eine weit nach hinten gelegte Achse zu stützen. Die Feuerbüchse hat einen doppelten, nach vorn geneigten Rost, dessen vorderer Theil beweglich ist. Die Decke wird durch 17 querliegende Rippenanker versteift und ist durch Hängeanker mit dem äusseren Mantel verbunden. Der cylindrische

Kessel nimmt bis zur vorderen Rohrwand stufenweise im Durchmesser ab, indem die überplatteten, einfach genieteten Kesselringe von hinten nach vorn ineinander eingeschoben sind. Der Regulatorschieber ist horizontal und befindet sich nicht in einem eigentlichen Dome, sondern in einem besonders construirten, mit Scheidewand versehenen gusseisernen Kasten vorn auf dem Kessel unmittelbar hinter der Rauchkammer, in welchen der Dampf durch ein horizontales, im Dampfraume liegendes (durchlöchertes) Sammelrohr eingeführt und bei Oeffnung des Schiebers nach den Cylindern abgeführt wird.[9] Die Maschine besitzt äussere und innere ganz durchlaufende Rahmen, zwischen denen sich die Cylinder, mit beiden solide verbunden, befinden, eine Construction, welche bereits auf Tafel XXII, Figur 6 und 7 dieses Bandes, gezeichnet ist. Die gekuppelten Räderpaare liegen, wie die Cylinder, zwischen den Rahmen, und sind ihre Achsen im inneren Rahmen gelagert, während die beiden Laufachsen ihre Lagerung aussen erhalten, wodurch die Maschine grosse Stabilität erhält. Die Kuppelachsen stützen sich gegen oberhalb des Rahmens angebrachte und an umgekehrte (tiefliegende) Tragfedern aufgehängte Längenbalanciers.

Die Hauptdimensionen dieser Maschine sind folgende:

Cylinder.	Durchmesser	440	mm	
	Kolbenhub	600	-	
	Abstand der Mittel	1930	-	
	Stangenlänge	1650	-	
Kessel.	Rostfläche	2,304	m	
	Länge, horizontal	1,900	-	
	Länge, in der Neigung	2,304	-	
	Rohre. Zahl	180	-	
	Länge	4,350	-	
	Weite	0,046	-	
	Kesselweite	1,330	-	(innerer Durchmesser des grössten Ringes)
	Kesselachse über Schienen	2,050	-	
	Rauchkammer. Länge	0,907	-	
	Weite	1,330	-	
	Schornstein. Höhe, absolute	5,180	-	
	Höhe, relative	2,465	-	
	Blasrohrweite, grösste	184	mm	
	Blasrohrweite, kleinste	44	-	
Rahmen.	Lichte Weite der innern	1,310	m	
	lichte Weite der äusseren	2,460	-	
	Stärke der innern	24	mm	
	Stärke der äussern	20	-	
	Platformhöhe ab Schiene	1,255	m	
Räder.	Durchmesser der Kuppelräder	2,100	- [10]	
	Durchmesser der Laufräder	1,300	-	

[9]) Die horizontalen Regulatoren mit Sammelrohr im Dampfraum und Regulatorgehäuse in der Rauchkammer sind vor etwa einem Decennium in England, Frankreich, Italien und Russland mit besonderer Vorliebe construirt resp. beschafft worden und bei einer sehr grossen Anzahl von Maschinen in Anwendung gekommen. Auch gelangt diese Anordnung noch heute vielfach zur Ausführung. Sie hat unstreitige Vortheile, auf die hier einzugehen nicht der Ort ist.

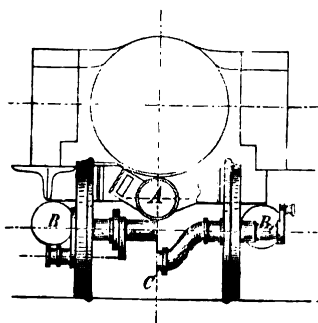
[10]) Dies ist das ursprünglich ertheilte Maass der Radhöhe, zu welchem wir nur bemerken, dass diese Räder gleich in den ersten Monaten des Betriebes (1862) bei der ganzen Serie beseitigt und Sätze mit der Radhöhe der gewöhnlichen Personenzugmaschine der Gesellschaft (1600 mm) untergestellt wurden. Je höher nämlich der Schnee im Winter liegt, um so niedriger müssen die Räder sein, eine Praxis, die sich in Russland sehr rasch erlernt.

Räder.	Achsenstärke (im Lagerhalse) .		180 resp. 150 mm
	Radstand		5,800 m
Gewicht.	Dienstfähig.	Laufachse, vordere	10100 kg
		Triebachse . . .	10600 -
		Kuppelachse . .	10500 -
		Laufachse, hintere	7800 -
			39000 kg.

Dieses Totalgewicht kann indessen nur theilweise auf Adhäsion verwerthet werden, indem die Laufräder 17900 Kilo absorbiren, so dass für die Kuppelräder nur 21100 Kilo verbleiben, was in Anbetracht des hohen Eigengewichtes des vierachsigen Motors als ein überaus ungünstiges Verhältniss zu bezeichnen ist; es darf unter diesen Umständen in der That nicht überraschen, wenn man die ursprünglich gewählte Radhöhe von 2100 mm auf das Normalmaass zurückführte, und muss hinzugefügt werden, dass der Personenzugbetrieb mit den Maschinen der ursprünglichen Construction geradezu unmöglich war. Infolge des grossen Radstandes (nahe an 6 Meter!) der vier Parallelachsen sind diese Maschinen natürlich nur für curvenfreie Bahnen geeignet oder für solche, deren Radien mindestens 600 Meter betragen (Technische Vereinbarungen des Vereins D. E.-V. § 103) und müssen selbst in diesen letzteren einen fehlerhaften, steifen Gang behalten, in Verbindung mit der Tendenz zum Auseinanderdrängen der Schienen und vorzeitigen Ruin der Radreifen; alles Nachtheile, welche die Vortheile der erzielten grossen Stabilität bei dieser Type völlig illusorisch erscheinen lassen.

Als besondere Eigenthümlichkeit sei hier noch, weil ebenfalls zu den Personenzugmaschinen gehörig, Morandière's dreicylindrige Locomotive erwähnt, welche Holzschnitt Fig. 2 im Querdurchschnitt vorführt, wie dieselbe zum Betrieb schwerer Personenzüge für die Metropolitan-Bahn in London entworfen wurde, wir vermögen indessen nicht anzugeben, ob dieselbe zur praktischen Ausführung gelangt und können nur sagen, dass die auf der Metropolitan-Eisenbahn coursirenden Locomotiven eben nicht so, sondern anders construirt sind. Bei der in Rede stehenden Maschine soll das ganze Gewicht auf Adhäsion nutzbar gemacht werden und um das Zusammenkuppeln einer Anzahl von Achsen zu vermeiden, sind die Räder in zwei Gruppen von je zwei Paaren formirt. Die Achsen der Vordergruppe werden durch zwei in der gewöhnlichen Weise ausserhalb der Rauchkammer angebrachte Cylinder (B und B_1) in Bewegung gesetzt; während die Achse des vorderen Räderpaares der Hintergruppe in ihrer Mitte gekröpft ist behufs Bildung einer Kurbel, welche durch die Kolbenstange eines unter dem Langkessel angebrachten (geneigten) Cylinders (A) umgedreht wird, wie die Skizze zeigt. Die Räder der Hintergruppe sind mittelst aussenseitiger Kurbeln wie gewöhnlich zusammengekuppelt, indem die Achsen äussere Lager haben, während bei der Vordergruppe die Räder Kurbelnaben besitzen, da die Lager der Achsen innerhalb liegen. Als weitere Eigenthümlichkeit muss bemerkt werden, dass der Admissionsdampf aus dem Kessel zuerst in den Mittelcylinder tritt, wo er als Volldampf wirkt, und von da erst in die beiden Seitencylinder exhaustirt wird, welche die Vordergruppe umtreiben, so dass mithin erst in diesen der Dampf zur eigent-

Fig. 2.



lichen Expansionswirkung gelangt. Wir erblicken in dieser Idee die erste Anwendung des Compound-Systems auf den Locomotivenbetrieb. In den seitlichen Wasserbehältern soll dieselbe einfache Condensationsvorrichtung, wie bei den Locomotiven der Metropolitan-Eisenbahn angebracht werden, und um der Maschine eine grössere Kraft beim Anfahren zu ertheilen, ist die Einrichtung getroffen, dass der Dampf je nach Erforderniss aus dem Kessel direct in alle drei Cylinder als Volldampf admittiren kann. Die skizzirte Maschine besitzt folgende Hauptdimensionen: Durchmesser der Räder 4′ 8″ engl., Radstand jeder Gruppe 5′. Abstand der Mittelachsen (d. h. der zweiten und dritten Achse) 6′. Aus diesen Abmessungen resultirt ein Radstand von 16′, welcher, da er ein fester, offenbar zur Befahrung von Bahnen in oder unter Grossstädten kaum geeignet erscheinen dürfte, indem alle diese Bahnen ihrer Natur nach zu den curvenreichsten und dabei engcurvigsten gehören, die überhaupt vorkommen. Um genügende Stabilität, wie dieselbe für schnellen Personenzugbetrieb unerlässlich ist, zu erreichen, ist man daher bei allen diesen Bahnen gezwungen, bewegliche Radgestelle anzuwenden, mithin Adhäsion zu opfern, oder sich zur Fairlie-Maschine zu entschliessen, welche mit ihrer Eigenschaft als Curvenmaschine die Verwerthung des ganzen Maschinengewichtes auf Adhäsion verbindet. Bei jeder anderen Construction geht entweder die Stabilität oder der leichte Curvendurchgang oder die Adhäsion verloren.

Die nunmehr zu betrachtenden Typen Nr. 22—24 besitzen die gemeinsame Eigenthümlichkeit, dass die Vorderachse mit der Triebachse verkuppelt und dass die Feuerbüchse durch eine Laufachse unterstützt ist. Die Categorie bietet sonach die umgekehrte Anordnung im Vergleich zu den Maschinen mit hinterer Kuppel- und vorderer Laufachse. Die Benutzung der Vorderachse als Kuppelachse bietet in der That den unstreitigen Vortheil einer besseren Verwerthung des Maschinengewichtes auf Adhäsion, weil es nämlich in der Regel nothwendig ist, die Vorderachse ebenso stark zu belasten, wie die Triebachse, während dies bei der Hinterachse nicht nothwendig ist.[11]) Es erscheint also vom Standpunkte des Gewinnes an Adhäsion allemal lohnender, die Vorderachse zur Kuppelachse umzuwandeln, als die Hinterachse. Wir werden nach diesen allgemeinen Bemerkungen an den bezüglichen Nummern noch einige constructive Details hervorheben, ehe wir zu den Maschinen mit überhängender Feuerbüchse übergehen.

Die Maschine Nr. 22 unserer Tabelle, von Kessler in Esslingen erbaut, und zu Wien 1873 als Eilzugmaschine der Carl-Ludwigsbahn ausgestellt, nimmt infolge ihrer wohldurchdachten Construction unsere Aufmerksamkeit zunächst in Anspruch (vergl. Abbild. auf Tafel LVII, Figur 10). Die Rahmen sind aus gewalzten Platten von 26 mm Dicke gebildet, mit noch 235 mm über den Achslagern verbleibender Höhe, innenliegend, bei 1,250 m Abstand im Lichten. Die schmiedeeisernen Speichenräder besitzen Stahlbandagen von 55 mm Dicke, im Laufringe 139 mm Breite und stehen im Lichten 1,357 m voneinander entfernt. Die Stärke der Achsen im Lagerhalse beträgt 165 mm bei 140 mm Sitzlänge. Die Zapfen der Triebkurbeln haben

---

[11]) § 107 der Techn. Vereinb. D. E.-V. lautet:

»Bei der Gewichtsvertheilung ist vorzugsweise auf eine angemessene Belastung der Vorderachse, bei dreiachsigen Personenmaschinen mindestens $1/4$ des Maschinengewichtes nothwendig. Ist die Hinterachse der dreiachsigen Locomotive Laufachse, so ist dieser nicht unter $1/5$ des Locomotivgewichtes zuzutheilen. Eine gleiche Vertheilung der Last auf die gekuppelten Achsen wird empfohlen.«

84 mm Durchmesser und 80 mm Sitzlänge, und in der Kuppelstange (die demgemäss dicht an den Radebenen liegt, während die Bleuelstange aussen angreift) 108 mm Durchmesser. Die Federn der Kuppelachsen sind unterhalb der Büchsen angeordnet und gleichen ihre Spannung paarweise durch einen horizontalen Balancier aus, der in einem Ausschnitte der Rahmenmitte spielt. Die Federn sind 950 mm lang und bestehen aus neun Stahlblättern von 80 × 13 mm Querschnitt. Die Federn der Laufachse stehen dagegen direct auf den Achsenbüchsen in Aussparungen des Rahmens, sind 875 mm lang und aus 6 Stahlblättern derselben Art zusammengesetzt. Cylinder vorne, symmetrisch zur Rauchkammer unter 1,360 m Abstand der Mitten von der Vorderachse. Die 65 mm starken Kolbenstangen sind einseitig durch die Cylinderdeckel geführt und mit Kreuzköpfen zwischen Linealen von 300 mm Abstand und aussergewöhnlicher Länge geführt (Folge des aussergewöhnlichen Hubes!), welche zur Vermeidung von Vibrationen durch Stehbolzen gegeneinander abgesteift sind, die in der Mitte ringartig ausgeschmiedet, die Kolbenstange hindurchlassen. Stangenlänge 2,075 m, im mittleren Theile 75 × 35 mm und gegen den Kreuzkopf hin wie gewöhnlich verjüngt. Steuerung nach Allan mittelst geschlossener Coulisse. Die Schieber sind als Canalschieber construirt, mit Doppeleinströmung. Der im Ganzen kleine Kessel, dessen Hauptverhältnisse der Tabelle zu entnehmen sind, hat eine innere Feuerbüchse mit horizontaler Decke, die Roste sind gegen die Rohrwand sanft geneigt und bilden eine einfache Reihe. Der Feuerrahmen liegt hinten 1,390 m, vorn 1,510 m unter der horizontal begrenzten Decke der inneren Feuerbüchse, deren Versteifung gegen die Kistendecke hier noch durch Rippenanker erfolgt, welche parallel zur Kesselachse liegen und an vier Stellen mit dem äusseren Mantel verbunden sind. Die Rauchkammer bildet die directe Fortsetzung des Cylinderkessels, wodurch die Kesselform sehr einfach und gefällig wird. Der Schornsteinkopf trägt den Ressig'schen Funkenfänger in seiner damaligen Form (die indessen heute, nach früheren Analogien zu schliessen, höchst wahrscheinlich wieder mehrfach abgeändert ist), welcher im Organ 1873, p. 173, Tafel XIII, ausführlich beschrieben und in allen Details gezeichnet ist. Da das Dienstgewicht 32000 Kilo und die Laufachse nur mit 7500 Kilo belastet ist, so beträgt die disponible Adhäsion 24500 Kilo, was als überaus günstig zu bezeichnen ist und lediglich auf Rechnung der zur Kuppelachse erhobenen Vorderachse kommt. Aehnliche Verhältnisse zeigen selbstverständlich alle Maschinen der in Rede stehenden Categorie d. h. solche, mit vorderer Kuppel- und hinterer Laufachse, weshalb es gerade diese Maschinen sind, welche vor schweren Personenzügen auf nur mässig günstigen Profilen Verwendung finden sollten. Die Anstände, welche sich aus einem etwaigen Uebermaass der gewählten Radhöhe naturgemäss ergeben, wofern diese Maschinen für grosse Geschwindigkeiten, wie die vorliegende, bestimmt sind, wurden bereits an einem anderen Orte zum Gegenstande der Erörterung gemacht (Cap. XI. dieses Bandes).

Die sub Nr. 23 aufgeführte Engerth-Maschine ist in den Wiener Werkstätten der Oesterreichischen Staatsbahngesellschaft erbaut (s. Fig. 4 auf Taf. LVIII). Sie bietet ausser dem dreiachsigen Tendergestelle (die gewöhnlichen Engerth-Tender sind bekanntlich zweiachsig) keinerlei Modification gegen die seit nunmehr drei Decennien auf den Linien der Staatsbahngesellschaft coursirende Type. Wegen der Hauptabmessungen wird auf die Tabelle verwiesen, in Hinsicht der Construction dieses in mehrfacher Beziehung interessanten Motors jedoch das Nachfolgende hinzugefügt. Maschinenrahmen innen, Tenderrahmen aussen. Cylinder innen geneigt. Zwei gekuppelte Achsen. Die Vorderachse ist Kuppelachse. Die mobile Anordnung des Tendergestelles, auf dessen

Vorderachse sich die Feuerbüchse stützt, gestattet das sichere Befahren scharfer Curven unter Beibehaltung eines ruhigen Ganges. Das Wesen des Systemes besteht einfach darin, dass der vordere Theil des Tenderrahmens die Feuerbüchse der Locomotive umfasst, wodurch die vordere Tenderachse zur Laufachse der Maschine wird. Der Tenderrahmen ist um einen vor der Feuerbüchse unter dem Langkessel im eigentlichen Maschinenrahmen gelagerten verticalen Kugelzapfen drehbar. Die Stützflächen an den Aussenseiten der Feuerbüchse besitzen das erforderliche Spiel auf der Oberkante des Tenderrahmens. Der Dom sitzt auf dem Vorderringe des Langkessels. Absteifung der Feuerbüchsendecke mittelst Rippenanker, welche parallel der Kesselachse angeordnet sind.

Zweiachsiges Maschinengestell mit einem dreiachsigen Tendergestell drehbar verbunden. Die Tenderrahmen sind aus Parallelblechen versteift, die Maschinenrahmen jedoch aus dem Ganzen geschnitten. Stephenson'sche Coulissensteuerung ganz innerhalb der Maschinenrahmen. Gleitkopfführung in Büchsen auf Rundstangen nach alter österreichisch-amerikanischer Weise. Der Regulator wird horizontal gezogen und ist der Handhebel seitlich der Feuerbüchse neben dem Steuerhebel angebracht.

Der Engerth-Tender, dessen Vorderachse zugleich Maschinenachse ist (jedoch Laufachse), besitzt 3,477 m festen Radstand und 0,948 m Radhöhe. Er wurde und wird in der Regel zweiachsig angeordnet und ist im Wesen der Sache nichts Weiteres als ein reiner Schlepptender, dessen Eigenthümlichkeit nur auf der besonderen Verkuppelung mit der Maschine beruht. Sein Wasserkasten reicht zwischen die Mittel- und Hinterachse hinab, wodurch der Fassungsraum wesentlich vermehrt wird. Die Type coursirt seit 30 Jahren vor den Personenzügen der Strecken der Oesterreichischen Staatsbahn, und wurde Maschine Nr. 1244 seitens der Betriebsdirection zu Wien 1873 ausgestellt.

Nr. 24 endlich stellt eine aus den Werkstätten der französischen Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn hervorgegangene Type der in Rede stehenden Maschinencategorie vor (abgebildet auf Tafel LIII, Fig. 9), die sich durch bemerkenswerthe Verhältnisse auszeichnet. Sie dient angeblich zur Beförderung von Schnellzügen auf starken Steigungen.

Um mehr Breite für die Rostanlage zu erhalten, ist das Rahmengestell für die Laufachse an der Feuerbüchse seitlich hinausgerückt (wie die Figur deutlich erkennen lässt) und es sind dann die Laufräder innerhalb dieses Rahmentheiles gelagert, während die gekuppelten Räderpaare ausserhalb des vorderen Rahmens liegen. Zu den in der Tabelle gegebenen Abmessungen werden noch beigefügt

Rost.	Länge	1,236	m
	Breite	1,020	-
Inhalt des Feuerraums		1,638	Cubikmeter
Blechstärke des Kessels		11	mm
Volumen des Kessels bei 100 mm Wasserhöhe über der Büchsendecke	Dampfraum	1,750	Cubikmeter
	Wasserraum	3,000	-
Rauchkammer	Länge, innere	0,774	m
	Breite, innere	1,214	-
Durchmesser des Schornsteins (innen)		0,420	-
Tender. Zweiachsig. Radstand		2,500	-
Raddurchmesser		1,100	-
Gewicht des	Wassers	5000	Kilogramm
	Brennstoffs	4000	-
	leeren Tenders	10390	-

Belastung der	Vorderachse	10900 Kilogramm
	Triebachse	10900 -
	Laufachse	6800 -

Auch diese Maschine scheint indess den Anforderungen des Betriebes auf dieser Bahn nicht dauernd entsprochen zu haben, da daselbst seit 1877 die in Fig. 2, Taf. LX, dargestellte Maschine für die Beförderung der Schnellzüge zur Einführung gelangt ist.

Wie auf den meisten französischen Bahnen wurden auch auf der Paris-Lyon-Mittelmeer die Schnellzüge anfangs mit Crampton-Maschinen gefahren, welche aber im Jahre 1867 den gekuppelten Locomotiven, deren sämmtliche Achsen vor dem Feuerkasten lagen, weichen mussten.

Auch diese Type, welche bekanntlich eine für schnelles Fahren wenig geeignete Unsicherheit des Ganges besitzt, erwies sich, wohl namentlich infolge der kleinen Rostflächen, übermässig langen Siederohre und grossen Triebräder, bald als nicht leistungsfähig genug, sodass endlich zu der hier beschriebenen Maschine von ganz gewaltigen Dimensionen gegriffen wurde, welche, von dem Nord abgesehen, in etwas geringeren Verhältnissen auch auf den anderen französischen Bahnen Eingang findet.

Die allgemeine Anordnung der Maschine ist dieselbe, wie bei der oben beschriebenen Locomotive der Grossen Russischen Eisenbahngesellschaft; von den vorhandenen vier Achsen sind die beiden mittleren gekuppelt und Triebachsen, die Endachsen Laufachsen. Cylinder und Steuerung liegen aussen, die Hauptrahmen innen, nur für die Lager der Hinterachse sind äussere kurze Rahmenstücke angebracht, da diese Achse dicht unter dem Feuer- und Aschkasten liegt und daher innere Lager etc. unbequem sein würden.

Die Zugkraft der Maschine beträgt bei 500 mm Cylinderdurchmesser, 650 mm Hub und 2,1 m Triebraddurchmesser, sowie 5,4 Atm. mittlerem nutzbarem Druck auf die Kolben rot. 4200 Kilogramm, entsprechend 0,17 des Adhäsionsgewichtes. Bei gleichzeitig 124 Quadratmeter Heizfläche und 2,14 Quadratmeter Rostfläche besitzt die Maschine demnach eine bedeutende Leistungsfähigkeit, welche wohl nur von derjenigen der oben beschriebenen amerikanischen Schnellzug-Locomotiven übertroffen werden dürfte.

Im Uebrigen kann die Anordnung der Maschine, wie schon oben angedeutet, nicht als günstig bezeichnet werden. Der enorme Radstand von 5,9 m auf 4 festen Achsen macht seitliches Spiel der Endachsen nöthig, wodurch die Führung der Maschine bei grosser Geschwindigkeit unsicher wird, trotzdem ein schwerer Gang in den Curven bleibt. Die Vorderachse trägt nur $^1/_4$ des Gesammtgewichtes und hat gesonderte Federn, also sehr veränderliche Belastung, sodass die Maschine nach unseren Begriffen bei hoher Geschwindigkeit nicht genügend sicher geführt wird. Die enorm langen Siederohre (4930 mm zwischen den Wänden) sind viel zu lang, um eine verhältnissmässig leistungsfähige Heizfläche zu ergeben. Alle diese Mängel haften der Gesammtdisposition unweigerlich an, während dieselben bei Anwendung eines Truckgestells und hinterer Kuppelachse nicht auftreten; letztere Construction dürfte daher unbedingt vorzuziehen sein.

Von den zum Theil bemerkenswerthen Details der Maschine ist zunächst die bedeutende (sehr nachahmenswerthe) Länge der Achsschenkel hervorzuheben, welche bei den Triebachsen 250 mm, bei den Laufachsen 200 mm beträgt. Die Triebachsen sind durch Längenbalanciers mit gemeinsamer langer Feder belastet. Die schmiede-

eisernen Kolben sind mit den Stangen aus einem Stück hergestellt; die Federn der Endachsen ruhen mittelst Gleitstücken mit schiefen Flächen auf den Achslagern. Auf dem Langkessel, welcher in der Mitte eine Tragwand für die langen Rohre hat, befindet sich ein gewaltiger Dom; der Feuerkasten ist nach Belpaire's Construction hergestellt und auch mit dessen Rost versehen. Zum Speisen ist, wie bei den meisten Maschinen dieser Bahn, nur ein grosser Injector vorhanden. Auch Rauchverbrennung, System Thierry, Le Chatelier-Bremse und Schraubensteuerung sind vorhanden.

§ 8. Zweikuppler mit überhängender Feuerbüchse. — Bei dieser Maschinencategorie liegen bekanntlich sämmtliche Achsen, sowohl Lauf- als Triebachsen unter dem Langkessel. Gewöhnlich liegt vorn die Laufachse, so dass sich das verkuppelte Achsenpaar zwischen ihr und der Feuerbüchse befindet. Die Mittelachse ist die Triebachse. Dies ist die ganz stereotype Anordnung der sub Nr. 26—30 aufgeführten Typen, eine Ausnahme könnte nur in Nr. 26 (Florisdorfer Maschinenfabrik) die Personenzugmaschine der Oesterreichischen Nordwestbahn (Tafel LVII, Fig. 8) erblickt werden, indem dieselbe statt der einfachen Laufachse einen zweiachsigen Wendeschemel besitzt. Bei Nr. 27 ist die Vorderachse verschiebbar (Sächsische Maschinenfabrik vorm. Hartmann) (Tafel LVIII, Fig. 6, Nr. 28 der Tabelle), hervorgegangen aus den Werkstätten der Midibahn (Tafel LVIII, Fig. 9), zeichnet sich durch die grosse Radhöhe (2 m), die ganz nach aussen gelegte Steuerung und den Modus der Balancirung aus. Infolge der hochliegenden Kesselachse und der überhängenden Feuerbüchse muss jedoch bei den hohen Fahrgeschwindigkeiten, für welche die Type bestimmt ist, der Gang ein sehr gestörter werden, wozu die schweren, ganz aussenliegenden Gleitmassen das Ihrige ausserdem noch beitragen.

Nr. 29 der Tabelle giebt die Hauptdimensionen des Normalzweikupplers der Bayerischen Staatsbahnen, mit denen die Personen- und Schnellzüge gefahren werden; sie sind erbaut von Maffei in Hirschau und durchgängig nach System Hall angeordnet. Es darf nicht Wunder nehmen, dass sich auf dem einheitlich geleiteten Netze einer Staatsbahn (wie Bayern, Württemberg, Baden, Sachsen) auch eine einheitliche Locomotive im Laufe der Jahre herausbilden musste, und zu bedauern bleibt eben nur, dass es eine so grosse Vielzahl solcher »einheitlich geleiteten« Netze in Deutschland giebt, und hieraus eben entfliesst im Grossen und Ganzen die kaum mehr zu übersehende Mannigfaltigkeit der Constructionen.

Eine auf den Aussterbeetat gesetzte Construction zeigt endlich Fig. 12 auf Tafel LVIII, Nr. 30 der Tabelle), die von der Hannover'schen Maschinenfabrik (damals Eggestorff) erbaut und in vielen Serien für die Hannover'sche Staatsbahn geliefert wurde. Sie diente zum Betrieb sämmtlicher Züge; nur die Schnellzüge der Flachlandstrecken, welche mit Crampton-Maschinen gefahren wurden, ausgenommen.

Im Allgemeinen sind die Adhäsionsverhältnisse dieser Type günstiger, als bei hinter der Feuerbüchse liegender Kuppelachse, weil beide Achsen dem Schwerpunkte näher liegen; freilich absorbirt die vordere Laufachse ebenso viel Gewicht, als bei den anderen Categorien. Indessen werden durch die in Rede stehende Anordnung, trotz der drei festen Parallelachsen, kleine Radstände erzielt, die meist wenig drei Meter überschreiten und daher, ohne Zuhülfenahme complicirter Constructionen, die Type auf kleinen Bahnen mit ungünstigen Profilen früher, als man in der Construction leistungsfähiger Tendermaschinen noch weiter zurück war, als brauchbar erscheinen liessen.

Maschinen dieser Construction versehen u. A. den Rangir- und Localdienst auf der Hamburg-Altonaer Verbindungsbahn und am Hamburger Hafen.

Nach ähnlichem Typus, jedoch mit Kastenrahmen, aussenliegender Steuerung und meistens unverstellbarer Laufachse, werden von Krauss & Comp. in München besonders leistungsfähige Tendermaschinen gebaut, welche u. A. für den Personenzugdienst auf der Werra-Bahn zur Einführung gelangt sind.

Die Hauptdimensionen dieser Maschinen sind:

Cylinderdurchmesser	400 mm
Kolbenhub	600 -
Triebraddurchmesser	1500 -
Dampfüberdruck	12 Atm.
Heizfläche	88 qm
Rostfläche	1,5 qm
Dienstgewicht	36 t
Adhäsionsgewicht	25 -

Die Zugkraft dieser Maschinen beträgt im Maximum circa 4600 Kilogramm, während die Heizfläche gleich dem 700fachen Querschnitte eines Cylinders ist, also eine andauernde Ausübung dieser Zugkraft um so mehr gestattet, als auch die Rostfläche eine ausreichende Grösse besitzt. Die Hauptverhältnisszahlen dieser Maschine, nämlich pro Tonne Dienstgewicht 129 Kilogramm Zugkraft und 2,45 Quadratmeter Heizfläche, sind ausserordentlich günstig und werden von keiner anderen Tendermaschine ähnlicher Construction erreicht, trotzdem dieselben in der Regel noch kleinere Wasserbehälter besitzen. Es sind indess nur bei Anwendung des Kastenrahmens und sorgfältiger Detailconstruction derartige Leistungen zu erzielen.

Der Inhalt des Wasserbehälters beträgt 6 cbm; aus diesen Ziffern erklärt es sich, dass sich die Locomotiven für den Zugdienst auf der Werra-Bahn weit besser als die älteren Maschinen mit besonderen Tendern bewährt haben. Maschinen desselben Typus befinden sich auch auf der Berliner Ringbahn im Betriebe.

Die Tendermaschine der Midland-Bahn, England, ist auf Taf. LX, Fig. 7, dargestellt und deren Hauptdimensionen unter Nr. 32 der Tabelle verzeichnet. Diese Locomotive gehört einer, in England für den Personenzugdienst auf kurzen Strecken, namentlich den sogenannten Bannmeilendienst im Gebiet grosser Städte, sehr beliebten Gattung an. Dieselbe besitzt 4 Achsen, deren erste und zweite, welche unter dem Langkessel liegen, gekuppelt sind, während die beiden hinteren einem Truckgestell angehören, welches sich unter dem Führerstande befindet. Cylinder, Rahmen und Steuerung liegen innen, die Wasserkasten aussen neben dem Langkessel und hinten neben dem rückwärts vom Führerstande gelegenen Kohlenraume.

Die Maximalzugkraft der Maschine beträgt nach den Angaben der Tabelle circa 4100 Kilogramm, entspricht also 15% des Adhäsionsgewichtes. Für eine Tonne Betriebsgewicht besitzt daher die Maschine 92 Kilogramm Zugkraft und 2,3 Quadratmeter Heizfläche. Diese Ziffern, welche für die specielle Leistung der Maschine maassgebend sind, stellen sich daher erheblich ungünstiger als bei der Krauss'schen Maschine, trotzdem dieselbe nur 4,7 cbm Wasser gegen 6 cbm der letzteren mit sich führt.

Die Detailconstruction der Maschine entspricht durchaus der gewöhnlichen englischen Praxis. Die inneren Rahmen von 26 mm Stärke sind für die seitliche Verschiebung der Truckräder ausgespart und daher von der Hinterkante des Feuerkastens an auf 38 mm verstärkt. Die Triebachsen haben gesonderte Federn,

Laufachse gewaltig überlastet worden; letztere ist für eine sichere Führung der Maschine nicht ausreichend belastet.

Das enorme Gewicht der Maschine rührt neben der bedeutenden Länge derselben, welche 10,1 m beträgt, auch daher, dass am Gestell mehrfach Gusseisen verwendet, überhaupt nicht auf die, bei Tendermaschinen stets gebotene Gewichtsersparniss Rücksicht genommen worden ist. Nähere Beschreibung und Zeichnung dieser Locomotive findet sich im Engineering v. 1871, I. Bd., p. 39.

In mehrfacher Hinsicht bemerkenswerth ist eine von der Belgischen Staatsbahn auf der Industrieausstellung zu Brüssel im Jahre 1881 ausgestellte Personenzug-Tenderlocomotive. Dieselbe ist durch die Umwandlung der, auf Taf. LVII, Fig. 12, dargestellten Schnellzuglocomotive der Belgischen Staatsbahn in eine Tendermaschine entstanden und besitzt im wesentlichen dieselben Constructionsverhältnisse wie diese.

Behufs Unterstützung des hinter dem Führerstande angebrachten Kohlenbehälters ist daselbst eine vierte, radial verstellbare Achse angebracht worden.

Die Hauptdimensionen sind:

Cylinderdurchmesser	430 mm
Kolbenhub	560 -
Triebraddurchmesser	2000 -
Dampfüberdruck	8 Atm.
Heizfläche	90,5 qm
Rostfläche	2,7 -
Gewicht im Dienst	45,8 t.

Bei einer Zugkraft von nur 2500 Kilogramm stellen sich die, für die Leistung maassgebenden Coefficienten auf 56 Kilogramm Zugkraft und 2 Quadratmeter Heizfläche pro Tonne Dienstgewicht, also namentlich bezüglich der Zugkraft sehr ungünstig, welcher Umstand dem geringen Dampfdruck und grossen Raddurchmesser zuzuschreiben ist.

Die Wasserbehälter sind zu beiden Seiten des Kessels sehr hochliegend angebracht, da unter denselben über den äusseren Rahmen die Federn Platz finden müssen. Die ganze Anordnung erscheint complicirt und nicht nachahmenswerth.

§ 9. Maschinen mit drei gekuppelten Achsen. — Wir haben hier wiederum zwei Gruppen zu unterscheiden, nämlich Maschinen mit unterstützter und solche mit überhängender Feuerbüchse. Die ersteren eignen sich unter gewissen Verhältnissen infolge ihrer grösseren Stabilität für den Betrieb der gemischten Züge, hier und da wohl auch der Personen- und Schnellzüge.

a. Maschinen mit unterstützter Feuerbüchse. — Betrachten wir zunächst die Hauptverhältnisse der Dreikuppler mit unterstützter Feuerbüchse, Nr. 34 bis 39 der Tabelle, so ergiebt sich zunächst das Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme, also $\frac{l}{D}$ bei den beziehentlichen 6 Typen zu 0,35; 0,41; 0,38; 0,43; 0,40 und 0,45; im Mittel demnach zu 0,40, während bekanntlich bei den Personenzugmaschinen dieses Verhältniss im Durchschnitt nur $^1/_3$ erreicht und bei den Maschinen mit freier Triebachse gar nur $^1/_4$ beträgt.

Die Zugkräfte der unter Nr. 38 und 39 genannten Locomotiven betragen, wenn man einen nutzbaren mittleren Dampfdruck auf die Kolben von 0,6 der Kesselspannung zu Grunde legt, 5000 und 6300 Kilogramm, welchen Adhäsionsgewichte von 33800 und 38800 Kilogramm gegenüberstehen; die Maschinen zeigen daher Adhäsionsverhältnisse von 0,145 und 0,164. Die zuerst genannten 5 Maschinen gehören älteren Epochen des Locomotivbaues an, kommen daher nicht mehr in Betracht.

Augen, einen Dreikuppler mit hinter der Feuerbüchse liegender Achse und ansehnlicher Radhöhe.

Die sub Nr. 37 der Tabelle in ihren Hauptabmessungen vorgeführte und auf Tafel LIX, Fig. 12, skizzirte Gütermaschine der Französisch-Belgischen Nordbahn besitzt ähnliche Verhältnisse und findet im Allgemeinen vor Zügen aller Betriebsgattungen Verwendung.

Unter Nr. 38 der Tabelle sind die Hauptdimensionen einer neuen Güterzugmaschine der London and North-Western-Bahn verzeichnet, welche im Jahre 1880 in den Werkstätten zu Crewe erbaut worden. Die Locomotive ist auf Tafel LX, Fig. 11, dargestellt und besitzt im Allgemeinen dieselbe Anordnung und Hauptdimensionen, wie alle übrigen neueren Güterzuglocomotiven der Bahn, drei gekuppelte Achsen von 1525 mm Raddurchmesser in 4,725 m Radstand, innere Rahmen, innere Cylinder von 457 mm Durchmesser und 610 mm Hub, 10 Atm. Ueberdruck in dem aus Stahlblech hergestellten Kessel etc. Dagegen hat diese Locomotive nicht die sonst übliche Stephenson'sche Coulisse, sondern die Gelenkhebelsteuerung von Joy, welche den Brown'schen Hebelsteuerungen nachgebildet ist und ihre Bewegung von einem mittleren Punkte der Kurbelstange erhält. Die Schieberkasten liegen grade über den Cylindern, deren Deckel in der Rauchkammer. Diese Steuerung, welche in den Theilen der Gleitführung erheblicher Abnutzung unterliegen wird, hat bei Maschinen mit Innencylindern den Vortheil, dass wegen der oben liegenden Schieberkasten mehr Platz für die Cylinder selbst zwischen den Rahmen bleibt. Ferner ist an der Maschine die ausgedehnteste Verwendung von Gusseisen bemerkenswerth, insbesondere sind die sämmtlichen Rahmenquerverbindungen incl. Zugkasten und die Räder aus diesem Materiale hergestellt. Endlich ist der Feuerkasten unter dem Roste geschlossen, d. h. der Aschkastenboden genau wie die Seitenwände des Feuerkastens und in Verbindung mit diesen doppelt mit Wasserzwischenraum hergestellt: die Vorderwand hat unter dem Rost eine längliche Oeffnung mit Aschklappe, der Boden eine runde Oeffnung mit Schieber zum Entfernen der Asche.

Die im Engineering von 1880 Bd. II, p. 294, beschriebene und daselbst abgebildete Maschine besitzt hiernach eine Anzahl von Neuerungen, deren Studium interessant, deren Zweckmässigkeit aber grösstentheils zum mindesten stark in Zweifel gezogen werden muss.

Eine in ihrer Gesammtanordnung höchst nachahmenswerthe Construction besitzen die neuen Güterzugmaschinen der Great Eastern-Bahn, deren erste im Jahre 1880 von Neilson & Co. in Glasgow erbaut wurde: dieselbe ist auf Tafel LX, Fig. 9, dargestellt, ihre Hauptabmessungen unter Nr. 39 der Tabelle verzeichnet.

Diese Locomotiven, welche in Nord-Amerika unter dem Namen Mogul-Classe seit Jahren bekannt sind, haben drei gekuppelte Triebachsen, von welchen die beiden ersten unter dem Langkessel, die letzte hinter dem Feuerkasten liegen und ein Bissel-Truckgestell, dessen eine Achse, die Laufachse, vor den an der Rauchkammer befindlichen Cylindern liegt. Die Gesammtanordnung der Maschine wird dadurch in jeder Beziehung ausserordentlich günstig. Der feste Radstand wird sehr lang, im vorliegenden Falle ist derselbe 4,800 m, während der ganze Radstand 7,060 m beträgt. Die Unterstützungsbasis der Maschine ist mithin sehr gross und bewirkt einen ausserordentlich ruhigen Gang, besonders da die Federn der hinteren beiden Achsen durch zwei Seitenbalanciers, diejenigen der vorderen Achsen durch einen Quer- und einen Mittelbalancier verbunden sind, so dass die Unterstützung ideell in drei Punkten erfolgt: überhängende Massen sind weder vorne noch hinten vorhanden. Der

Langkessel fällt kurz aus (hier nur 3480 mm), besitzt also eine grosse Verdampfungsfähigkeit im Verhältniss zu der vorhandenen Heizfläche. Da der Verlust an Adhäsionsgewicht, welcher gleich der Federbelastung der Laufachse ist, nicht bedeutend ausfällt, so erscheint diese Maschinentype hiernach recht empfehlenswerth.

Die hier beschriebene Maschine wurde speciell für die Beförderung schwerer Kohlenzüge construirt und soll ihrem Zweck bestens entsprechen. Um die Abnutzung des Triebwerkes möglichst zu vermindern, sind die Reibungsflächen sämmtlich besonders gross angenommen worden; z. B. besitzt der Kurbelzapfen 127 mm Länge und Durchmesser, die Achsschenkel sind 280 mm lang bei 203 mm Durchmesser. Das Truckgestell, dessen Drehpunkt 520 mm vor der vorderen Kuppelachse liegt, ist mittelst zweier Dreibolzengelenke an den Enden zweier Querfedern aufgehängt, so dass dasselbe eine Tendenz zur Rückkehr in die Mittelstellung erhält; die Einrichtung ist indess unzuverlässig und nicht zu empfehlen. Die Trieb- und Kuppelachsfedern sind ungewöhnlich lang und schwer, 1,370 m zwischen den Gehängen; an den beiden hinteren Achsen hängen dieselben unter den Achsbüchsen. Der Kolben einer Dampfbremse wirkt gleichzeitig auf die Bremsklötze der Triebachsen und die Tenderbremse. Bemerkenswerth ist noch, dass die Reifen der Triebachse nach amerikanischem Muster keine Spurkränze besitzen.

Der Feuerkasten des Kessels ist nach deutscher Construction mit halbrunder Decke, Stehbolzen-Deckenverankerung und Horizontalverbindungen ausgeführt. Am Führerstande ist ein vollständiges Häuschen mit hölzernem Dach angebracht.

Die Steuerung der Maschine erfolgt durch innere Excenter und Stephenson-sche Coulissen, deren Bewegung durch die über den Rahmen an den vorderen Radschalen gelegenen Zwischenwellen mit gleichgerichteten Hebelarmen nach den aussen über den Cylindern liegenden Schieberkasten übertragen werden; diese Anordnung erscheint nicht besonders zuverlässig.

Durch diese Maschine wird aufs Neue die jetzige Vorliebe vieler englischer Constructeure für amerikanische Anordnungen bezeugt.

§ 10. Dreikuppler mit überhängender Feuerbüchse. — Maschinen dieser Categorie (Nr. 40—49 der Tabelle) bilden bekanntlich in vielen Ländern den Motor für Güterbetrieb und zeichnen sich im Allgemeinen durch verhältnissmässig kleinere Feuerungsanlagen (damit das überhängende Gewicht nicht zu gross werde) und lange Cylinderkessel aus, wodurch die Heizflächenverhältnisse und folglich die Dampfproduction entsprechend ungünstig werden. Während bei den Dreikupplern mit unterstützter Feuerbüchse die Rohrlängen zwischen 3007 und 3580 mm liegen, finden wir hier dieselben im Allgemeinen zwischen 4 und $4^1/_2$ Meter, einige Ausnahmen abgerechnet, die wir weiter unten hervorheben werden. Die Radhöhen sind, behufs Entwickelung angemessener Zugkraft, beträchtlich niedriger als bei voriger Categorie und betragen im Durchschnitt 1,300 m, wobei sehr häufig auf 1,250 m, seltener jedoch auf 1,100 m herabgegangen wird, wofern dies nicht die Kleinheit der Maschine an sich rechtfertigt (z. B. Nr. 48 der Tabelle, Sigl'scher Dreikuppler für ungarische Secundärbahnen 1180 mm). Eine aussergewöhnlich kleine Radhöhe besitzt die in den Werkstätten der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft erbaute Gütermaschine (Haswell Nr. 1231), deren Hauptdimensionen sub Nr. 46 der Tabelle enthalten sind. Der gleichfalls zu Wien 1873 ausgestellte Normal-Dreikuppler der Bayerischen Staats bahnzeichnet sich durch den grossen Kolbenhub von 660 mm aus.

Bei Besprechung der Constructionsverhältnisse dieser Locomotiven betrachten wir zunächst die Normal-Güterzuglocomotive der Preussischen Staatsbahnen, welche sich unter Nr. 40 der Tabelle verzeichnet und auf Taf. LXIV in Längenschnitt, Grundriss und Endansichten bezw. Querschnitten dargestellt findet. Da diese Maschine anerkannt gute Dimensionen und vorzügliche Leistungsfähigkeit besitzt, kann dieselbe als Vorbild für die ganze Type gelten.

Die Hauptdimensionen dieser Maschine sind:

Innere Heizfläche der Rohre . .	117,0	qm
Innere Heizfläche des Feuerkastens	7,8	-
Gesammtheizfläche	124,8	-
Rostfläche	1,53	-
Dampfüberdruck im Kessel . . .	10	Atm.
Cylinderdurchmesser	450	mm
Kolbenhub	630	-
Triebraddurchmesser	1330	-
Gewicht leer	33,1	t
Gewicht betriebsfähig, Adhäsionsgewicht }	38,5	-

Bei einem mittleren nutzbaren Dampfdruck auf die Kolben von 0,6 der Kesselspannung entwickelt die Maschine die Maximalzugkraft von 5750 Kilogramm, durch welche, von dem Adhäsionsgewichte von 38500 Kilogramm der 0,15te Theil in Anspruch genommen wird. Da die Locomotiven anerkannt gute Zugkrafts- und Adhäsionsverhältnisse besitzen, so wollen wir dies Ziffernverhältniss als ein für mitteleuropäische Witterungsverhältnisse besonders zutreffendes speciell hervorheben.

Die aus den Zeichnungen Tafel LXIV deutlich ersichtlichen Detailconstructionen stimmen mit denjenigen der oben beschriebenen Normal - Personenzuglocomotive überein. Nur befindet sich hier der Dom, der Gewichtsvertheilung wegen, auf dem vorderen Kesselring und der Rost liegt horizontal.

Nr. 41 der Tabelle, Taf. LIX, Fig. 5 (Hannover'sche Maschinenfabrik Nr. 996), stellt die Normalgütermaschine der Elsass - Lothringer Reichsbahnen vor. Sie besitzt sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer, daher langer Cylinderkessel, überhängende Feuerbüchse und ungünstige Heizflächenverhältnisse. Die Rahmen liegen innen und die Kesselachse befindet sich 1,955 m über den Schienen.

Die Langträger besitzen 30 mm Stärke, 1223 mm lichten Abstand, 7970 mm Länge zwischen den Bufferbohlen und 262 mm tragende Höhe über den Ausschnitten der Achsenbüchsenführungen. Die Federn der Vorderachse liegen über der Platform und stehen mit ihren Stützen direct auf den Achsenbüchsen; sie bestehen aus je 11 Lamellen von 90×13 mm Querschnitt, wobei die Länge von Mitte zu Mitte der Halter 942 mm beträgt. Die beiden Vorderenden gleichen ihre Spannung durch einen Querbalancier aus, dessen Drehpunkt zwischen zwei die Rahmen verbindenden Traversen gelagert ist. Die beiden Hinterachsen haben zwei gemeinschaftliche Federn, die zwischen den Rädern unter dem Rahmen gelagert sind; sie werden von 26 Stahllamellen 90×13 mm Querschnitt gebildet. Jede Feder hängt mit ihren Endpunkten durch Stangen an einer über dem Rahmen liegenden Traverse, welche letztere mit ihren Endpunkten und Stützen auf den Achsbüchsen ruht. Die Federhülse trägt einen hängenden Querzapfen, auf welchen sich die Rahmen mit je zwei Flacheisen, die Feder umfassend, stützen. Dieselben Flacheisen, welche an den Rahmen unbeweglich befestigt sind, dienen in ihrer Verlängerung nach oben dem mittleren Zapfen

Spielraum für die Wassercirculation ringsum verbleibt. Steuerung nach Gooch, aussenliegend, Excentriks auf Gegenkurbeln mit 60 mm Excentricität. Distance der Cylindermittel 2090 mm Kolbenstangen durch die beiderseitigen Cylinderdeckel geführt Mittelachse, Triebachse. Triebstangenlänge 1850 mm. Der Durchmesser der Kurbelzapfen ist 140 mm bei 135 mm Länge im Sitz. Die Kuppelung zwischen Tender und Maschine ist ähnlich der Polonceau-schen, indem Zugstangen (A und A_1) an einem horizontalen Querbalancier B anfassen, dessen Drehpunkt D in der Kesselmitte an Querverbindungen der Rahmen, zwischen den Trieb- und Hinterrädern angebracht ist. Ein Balancier gleicher Construction B befindet sich unter der Platform des Maschinisten und sind die Enden beider durch ausserhalb der Räder liegende, oben bereits erwähnte Zugstangen miteinander verbunden. Der vorstehende Holzschnitt, Fig. 3, verdeutlicht die besprochene Einrichtung ohne weitere Erklärung; aus derselben geht ohne Weiteres hervor, dass der vordere Balancier B vollkommen überflüssig ist.

Fig. 3.

Nr. 44 stellt eine den vorbeschriebenen in hohem Grade ähnliche Gütermaschine vor, erbaut in den Werkstätten der Grossen Russischen Gesellschaft zu Petersburg. Die Type in ihren Abmessungen und Constructionsverhältnissen ist eine ziemlich treue Copie der norddeutschen Dreikuppler für Güterbetrieb, d. h. solcher mit nicht unterstützter Feuerbüchse, und theilt daher die Vorzüge dieser. Die Verbindung der Vorderachse mit der Mittelachse durch in die Rahmen gelegte Balanciers darf jedoch als eigenthümlich bezeichnet werden, indem diese Vorrichtung bei den meisten Typen dieser Categorie entweder fehlt, oder die Federn der Mittel- und Hinterachse verbindet.

Der Maffei'sche auf den Bayerischen Staatsbahnen eingeführte Dreikuppler (Nr. 45 der Tabelle, abgebildet Tafel LXII, Fig. 1—6) zeichnet sich, wie bereits angedeutet, durch grossen Hub und beträchtlichen Kolbendurchmesser aus, weshalb die nach der bekannten Formel berechnete Zugkraft sehr gross wird und den schwersten Vierkupplern völlig gleichkommt. Fraglich ist nur, ob die Heizflächenverhältnisse derart sind, dass die Maximalleistung dauernd stattfinden kann. Die ungeheuren Cylinder dürften mit der Heizfläche von 130 Quadratmeter, wovon 122,50 Quadratmeter auf die Fläche der 4100 mm langen Rohre kommen, nicht besonders gut harmoniren; indessen ist andrerseits zu beachten, dass bei der concessionirten hohen Pressung (10 Atmosphären) eine öconomische Benutzung des Dampfes zulässig und dass der Motor nur für kleine Fahrgeschwindigkeiten bestimmt ist, so dass die Zahl der Füllungen pro Minute eine verhältnissmässig sehr geringe bleibt. Rahmenconstruction nach System Hall.

Eigenthümlich ist noch die Form des gusseisernen Rostes, die dem Brennmaterial sehr günstige Stützpunkte und vortheilhaften Luftzutritt darbietet, indessen dürfte es schwer sein einen solchen Rost von Schlacken frei zu halten, weshalb nur

sitzt in dem der Feuerbüchse nächsten Ringe des Cylinderkessels. Dieser Apparat könnte als Bodenbläser, in ähnlicher Weise wie bei Schiffskesseln dienen. [Entfernung der Bodenschlämme unter Dampfdruck vermittelst der sogenannten Bodenbläser, die in kurzen Pausen zugesetzt werden sollten, verhütet auf diese Weise, d. h. bei principiellem und sorgfältigem Gebrauch dieser Apparate, das Ansetzen der Steinkrusten, die allein in Betracht kommen, bei Schiffskesseln fast vollständig, und eben darum wäre es vielleicht an der Zeit, zu versuchen, ob die Segnungen des Bodenbläsers nicht vielleicht auch der Locomotive zu Theil werden könnten, bei der man bisher den Schlamm festbrennen liess, in der Einbildung, ihn sodann mittelst des lebendigen Wasserstromes in den Heizhäusern beseitigen zu können, wobei die Entfernung des Kesselsteines und Schlammes nur unvollständig stattfindet.]

Als weitere Eigenthümlichkeit muss die Construction der Achsenlagerung nach System Haswell bezeichnet werden. Die Lagerbüchsen jeder Achse stehen unter sich in fester Verbindung durch Hochkantplatten, deren Mitte um einen horizontalen Zapfen drehbar ist, welcher seinerseits in einer Verticalführung gleitet. Die Achsen sind auf diese Weise frei beweglich und ecken sich nicht in Lagern und Führungen bei Unebenheiten der Bahn, wodurch auch das Verbiegen der Rahmen und Brüche an denselben vermindert werden. Die Verbindung der Achsenbüchsen unter sich schliesst natürlich die Anordnung von irgend welchen Maschinentheilen auf der Achse aus. Der ganze Bewegungsmechanismus muss daher ausserhalb der Rahmen angeordnet werden. (Vergl. Fig. 4—6 auf Taf. LXVI.)

Nr. 47 der Tabelle, Tafel LIX, Fig. 10, zeigt die von Sigl in Wiener-Neustadt erbaute Normalgütermaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Rahmen und Kurbel nach System Hall. Cylinder aussen, horizontal, Steuerung innen. Dom auf dem Vorderringe des Cylinderkessels. Construction der Feuerkiste nach System Becker mit 5 Längsreihen verticaler Deckenschrauben. Bessemer-Kessel. Jeder Ring aus 2 Platten zusammengenietet, deren obere 11 und deren untere 12 mm Dicke zeigt. Aufhängung des Kessels direct in den Tragfedern ohne Anwendung von Balanciervorrichtungen. Mit Rücksicht auf Schonung des Oberbaues wurde die Achsenbelastung dieser Maschinen auf höchstens 120 Z.-Ctr. pro Rad, also 12 Tonnen pro Achse normirt, was als höchst angemessen zu bezeichnen ist.

Es genügen diese Maschinen auf den Linien der K. F.-Nordbahn zur Beförderung der schwersten Güterzüge auf den ungünstigsten Profilen (10000 Z.-C. auf 1 : 150). Von den erwähnten Dreikupplern waren bis Mai 1873 bereits 30 Stück beschafft, und sind dieselben für Normalgütermaschine der K. F.-Nordbahn definitiv bestimmt worden.

Einen etwas kleineren Dreikuppler, gleichfalls von Sigl erbaut und nach System Hall construirt, zeigt Nr. 48 der Tabelle und Fig. 6 auf Tafel LIX. Der Cylinderkessel besteht aus drei Ringen, deren vorderster den Dom trägt. Die Rahmen, deren lichter Abstand 1738 mm beträgt, sind aus zwei Platten versteift von 8 mm Dicke in 36 mm Parallelabstand. Die Federn haben unter sich keinerlei Balancierverbindungen, 930 mm Länge und bestehen aus je 13 Lamellen.

Nr. 49 der Tabelle giebt die Hauptabmessungen der von Cockerill erbauten Güterzugmaschine der Gesellschaft der oberitalienischen Bahnen, welche wie die vorhergehenden Maschinen ebenfalls zu Wien 1873 ausgestellt war. Die Räder sind nach System Biquet fabricirt und demnach sammt Gegengewichten und Kurbelnabe unter gleichzeitiger Anwendung eines besonderen (inneren) Radkranzes aus dem Ganzen hergestellt. Aussencylinder; Innenrahmen; innenliegende Steuerung nach

Stephenson; Bewegung der Coulissen mittelst Schraube. Rahmen aus dem Ganzen gewalzt mit 28 mm Plattendicke. Totale Rahmenlänge 8,542 m. Die Achsenabstände sind ungleich 1970 + 1600 = 3370 mm (Radstand). Vorrichtungen zur Ausgleichung der Achsenbelastungen nicht vorhanden. Als Eigenthümlichkeit wird noch hervorgehoben die quadratische Führung der Schieberstangen in auf Traversen der Rahmen befindlichen Lagern, wobei die Stangen mittelst geschlossener Bügel die Vorderachse umfassen.

Untersuchen wir schliesslich das Hubverhältniss bei den Dreikupplern mit überhängender Feuerbüchse, so ergeben sich für das Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme $\left(\frac{l}{D}\right)$ für die Typen Nr. 40 bis 49 unserer Tabelle die beziehentlichen Werthe von 0,48; 0,48; 0,45; 0,46; 0,49; 0,53 (Maffei); 0,58; 0,52; 0,50 und 0,50; im Mittel demnach 0,50, d. h. die Kurbel besitzt bei diesen Maschinen die halbe Länge des Radhalbmessers.

§ 11. Tendermaschinen mit drei gekuppelten Achsen. — Die Tenderlocomotiven mit drei gekuppelten Achsen finden, wie die oben beschriebenen Zweigekuppelten, je nach ihrer Construction und den Betriebsverhältnissen für Züge jeder Art und den Rangirdienst Anwendung. Ueber die Verwendung von Tendermaschinen überhaupt gilt auch hier das oben bereits Erörterte.

Nr. 50 der Tabelle, Tafel LVIII, Fig. 7, führt die zu Wien ausgestellte Wöhlert'sche gemischte Tendermaschine vor Augen. Sie ist zum Betrieb gemischter und Güterzüge auf gewissen Strecken der Oberschlesischen Bahn, sowie zum Rangiren bestimmt. Die Reservoire befinden sich an den Aussenseiten des Langkessels, die Kohlenbehälter auf der Platform des Maschinisten. Die Federn der Vorder- und Mittelachse sind durch in der Rahmenebene angeordnete Balanciervorrichtungen miteinander verbunden. Die Hinterräder sind mit Bremsen versehen. Schraubenverankerung beider Feuerbüchsdecken. Sicherheitsventile nach Ramsbottom. Der Feuerkasten war mit dem Stösger'schen Rauchverbrennungsapparate versehen. Steuerung nach Stephenson, zwischen den Rahmen angeordnet, doch von ausen gar nicht sichtbar und überhaupt nur von der Feuergrube her zugänglich, wenn man nicht zwischen den Rädern hindurchkriechen will. Die Hauptabmessungen der Locomotive deuten insgesammt auf ihre günstigste Verwendung vor gemischten Zügen, eventuell Personenzügen, auf Bergstrecken, weniger vor reinen Güterzügen, für welche schon die gewählte Radhöhe (1410 mm) zu wenig Zugkraft ergeben würde.

Eine andere, recht zweckmässig construirte Tendermaschine, gleichfalls für gemischten Dienst bestimmt, ist auf Taf. LX, Fig. 6, dargestellt und unter Nr. 51 der Tabelle aufgeführt; dieselbe ist von der Locomotivfabrik zu Winterthur für die Schweizer Nationalbahn gebaut.

Die drei gekuppelten Achsen mit Rädern von 1600 mm Durchmesser liegen unter dem Langkessel und Feuerkasten, die äusseren Cylinder vor der vorderen Kuppelachse, deren mittlere die Triebachse ist. Vor den Cylindern liegt in einem Bissel-Truck eine Laufachse. Die Radstellung ist hiernach dieselbe, wie bei der oben beschriebenen Güterzuglocomotive der Great Eastern-Bahn. Die 12 mm starken inneren Rahmen bilden in ihrem vorderen Theil die Seitenwände des Wasserbehälters von 5 cbm Inhalt; neben dem Feuerkasten sind die hier bis über die Räder erhöhten Rahmenbleche durch horizontal liegende mit einem Flantsch darangenietete ⊓ Eisen seitlich versteift; im hinteren Theile endlich durch die Platform des Führerstandes

verbunden. Der Kohlenbehälter befindet sich hinter dem Führerstande und fasst 2 Tonnen Kohlen.

Die beiden Achslager jeder Achse sind durch je 2 verticale Platten verbunden, die Gleitbacken derselben mittelst Zapfen an denselben angebracht, welche complicirte Construction eine Vermeidung des Eckens der Lager auf den Schenkeln und in den Führungen, bei Unebenheiten der Bahn, bezweckt; diese, der Haswell'schen ähnliche Anordnung erscheint ziemlich überflüssig. Für jedes Achslager ist eine besondere Feder vorhanden, welche, genau wie bei der Great Eastern-Maschine durch Balanciers derart verbunden sind, dass eine Unterstützung in drei Punkten stattfindet.

Von besonderem Interesse ist die Art der Befestigung der Cylinder am Rahmen. Um das, durch die Ausdehnung der Cylinder bei ihrer Erwärmung beobachtete oder befürchtete Lecken der Befestigungsschrauben zu vermeiden, ist nach Art der neueren Dampfmaschinen der hintere Cylinderdeckel durch einen besonderen Flantsch mit dem Rahmen verbunden, während um den vorderen Cylinderflantsch ein kräftiger, gleichfalls mit dem Rahmen verbundener schmiedeeiserner Ring gelegt ist, welcher die Ausdehnung nicht behindert. Die Kolbenstange ist durch den vorderen Deckel geführt.

Die Steuerung erfolgt durch Canalschieber, welche durch Coulissen-System Heusinger v. Waldegg bewegt werden.

Die Zugkraft der Maschine bei 6 Atm. mittlerem nutzbarem Druck auf die Kolben beträgt 4000 Kilogramm, demnach nur 0,125 des Adhäsionsgewichtes. Um dies Missverhältniss auszugleichen, sind die später erbauten Maschinen mit Triebrädern von nur 1300 mm Durchmesser versehen worden und besitzen eine Maximalzugkraft von 4920 Kilogramm oder 0,154 des Adhäsionsgewichtes. Unter Zugrundelegung der letzteren Ziffern ergiebt sich pro Tonne Betriebsgewicht

1,96 Quadratmeter Heizfläche und
116 Kilogramm Zugkraft.

Diese Maschine besitzt demnach verhältnissmässig nicht dieselbe Leistungsfähigkeit wie die oben beschriebene von Krauss.

Der Kessel der Maschine besitzt eine halbrunde Feuerkastendecke mit Stehbolzenverankerung; der Dampfdom sitzt auf dem vorderen Ringe des Langkessels und enthält eine Vorrichtung zum Reinigen des Dampfes vom mitgerissenen Wasser; ein besonderer Regulatorkasten befindet sich vor dem Dome.

Der Kohlenbehälter befindet sich ganz hinten, hinter dem Führerstande, dessen Anordnung bequem und geräumig ist.

Eine Beschreibung dieser Maschine findet sich im Engineering v. 1881, Bd. I, p. 184.

Die dreifach gekuppelte Personen- und Schnellzug-Tendermaschine der Belgischen Staatsbahn ist auf Taf. LX, Fig. 3, dargestellt und deren Hauptdimensionen unter Nr. 52 der Tabelle verzeichnet; wir führen dieselbe nur der Vollständigkeit wegen auf.

Diese Tendermaschine ist der Construction nach durch Verwandlung der belgischen dreigekuppelten Personenmaschinen in Tendermaschinen entstanden. Beide Typen gleichen sich in Betreff der Kessel, Cylinder, Steuerung und Triebwerk. Der Inhalt der Wasserkasten ist demjenigen des Tenders der anderen Type gleich; Kohlen fasst die Tendermaschine entsprechend weniger als der Tender. Auch das Gesammtgewicht der Maschine mit Tender und der Tendermaschine ist nahezu dasselbe, sodass ein Vorzug der Tendermaschine höchstens in der Fähigkeit, vor- und

rückwärts laufen zu können, besteht, während im Uebrigen die Nachtheile des beschränkten Kohlen- und Führerstandsraumes und derjenige einer colossalen Länge und Gewichts auf's Schärfste hervortreten.

Von den vorhandenen 5 Achsen sind die drei mittleren gekuppelt, die Endachsen, welche Radial-Achsbüchsen nach Adams besitzen, Laufachsen. Innere Cylinder, äussere Rahmen, Federn sämmtlich gesondert, d. h. ohne Balancierverbindung. Die Maximalzugkraft der Maschine beträgt nach unseren Annahmen 3600 Kilogramm; nimmt man dieselbe in Anbetracht der durch den grossen Rost bewirkten guten Dampfproduction zu 4000 Kilogramm an, so wird dadurch erst 0,105 des Adhäsionsgewichtes in Anspruch genommen. Krauss wendet bei der oben beschriebenen Maschine von 4600 Kilogramm Zugkraft nur 25 t Adhäsionsgewicht an, während ein Coefficient von 0,16 für stets ausreichend gilt; es ist daher nicht ersichtlich, warum diese Maschinen drei gekuppelte Achsen erhalten haben. wo man mit einem Adhäsionsgewicht von 25 t, auf 2 Kuppelachsen vertheilt, auch ausgekommen wäre, während die dritte Kuppelachse unvermeidlich eine Vermehrung der Reibung, Abnutzung, des Kohlenverbrauchs und der Unterhaltungskosten herbeiführt.

Für jede Tonne Gewicht besitzt die Maschine:

1,9 Quadratmeter Heizfläche und
69 Kilogramm Zugkraft,

welche Ziffern eine sehr geringe Leistungsfähigkeit nachweisen. Die ganze Anordnung ist eben für Tendermaschinen völlig ungeeignet; die dreiachsige Maschine von Krauss leistete bei 36 t Dienstgewicht dasselbe wie diese Maschine mit 58 t.

Der Raum der Wasserbehälter beträgt nahezu 10 cbm; aus welchem Grunde derselbe so gross bemessen wurde, ist nicht ersichtlich, da zum Durchfahren sehr langer Strecken, welche solche Wasserräume bedingen, besser Maschinen mit besonderen Tendern verwendet werden.

Die Federstützen der Endachsen ruhen mittelst besonderer Gleitstücke auf den horizontalen oberen Flächen der Radialachsbüchsen, letztere haben also kein Bestreben, in die Mittelstellung zurückzukehren; auch tragen damit die Laufachsen zur Führung der Maschine von 10,95 m Länge nur wenig bei, dieselbe fällt vielmehr vorzugsweise den Triebachsen mit 4 m Radstand zu; ausserdem bringen die seitlichen Schwankungen der Maschinenenden die Endachsen aus der rechtwinkligen Stellung zur Bahnachse, sodass dieselben seitlich an die Schienen anlaufen müssen. Die ganze Anordnung erscheint nicht nur unzweckmässig, sondern sogar betriebsgefährlich.

Eine nähere Beschreibung dieser Maschinen findet sich im Organ etc. von 1880, p. 96.

§ 12. Vierkuppler. — Die Vierkuppler repräsentiren in ihrer Categorie im Allgemeinen die grössten und schwersten Motoren, die auf den heutigen Eisenbahnen vorkommen; sie besitzen bei kleinster Radhöhe die grössten Cylinder und demgemäss die grössten Heizflächen, obschon die Vermehrung dieser letzteren in der Regel leider auf Rechnung der Rohre kommt, zu deren Verlängerung man sich entschliessen musste, um dem vierachsigen Radsysteme unter dem Langkessel Platz zu machen. Dem Zwecke dieser Maschinen gemäss sind die Radhöhen durchschnittlich noch kleiner als bei den Dreikupplern mit unterstützter Feuerbüchse, und liegen dieselben bei den in der Tabelle von Nr. 53 bis 63 aufgeführten Vierkupplern zwischen 1070 und 1300 mm. Um das so erzielte System steifer Parallelachsen etwas curvengefügig zu machen, werden eine oder beide Endachsen, je nach Erforderniss, verschiebbar

angeordnet, was trotz der Verkupplung innerhalb enger Grenzen möglich ist. Selbstverständlich wird aber der Zweck, der leichte Curvendurchgang, bei den Achtkupplern nie in der Vollständigkeit erreicht, wie bei denjenigen Anordnungen, welche selbstständige bewegliche Gestelle besitzen und mithin das Adhäsionsgewicht vermindern. Die Dienstgewichte dieser Motoren liegen zwischen 40 und 50 Tonnen und sind dieselben in der Regel zugleich als Adhäsionsgewichte zu betrachten, über welche disponirt werden darf, wenn — die Zugkraft dazu ausreicht, sie zu überwinden. Bei manchen dieser Motoren stellt sich die berechnete Zugkraft kleiner als die Adhäsion, so dass nur bei Annahme eines entsprechend kleinen Coefficienten die Reibung zwischen Rad und Schiene der berechneten Zugkraft gleichkommt; doch ist hier nicht der Ort auf diesen Gegenstand einzugehen.

Die Heizflächen sind im Allgemeinen gross, selbst die directen, deren Grösse zwischen 9 und 11 Quadratmeter beträgt, was allerdings im Interesse der Dampfbildung viel bedeuten will, jedoch vom Standpunkte der Stabilität betrachtet, als ein ungünstiges Moment zu bezeichnen ist, indem das überhängende Gewicht der grossen Feuerkiste das Schlingern befördert und nur allein mit Rücksicht auf die kleine Fahrgeschwindigkeit dieser Maschinen (12 Kilometer) minder bedenklich erscheint. Die Radstände der Vierkuppler liegen innerhalb enger Grenzen und variiren bei den 9 Typen der Tabelle zwischen $3^1/_2$ und 4 Meter (genau zwischen 3450 und 4250 mm).

Das Kuppeln von vier Parallelachsen zum Zwecke der Gewichts- und Leistungsvermehrung der Locomotion muss als eine Errungenschaft der Neuzeit erkannt werden, die als nothwendiges Uebel zu betrachten ist und daher nur im Falle des wirklichen Zwanges in Anwendung kommen darf. Wo irgend möglich, wird man mit Dreikupplern auszukommen suchen.

Betrachten wir das Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme dieser mit ausschliesslicher Rücksicht auf Zugkraft gebauten Motoren, so ergeben sich für die Nummern 53 bis 63 der Tabelle die beziehentlichen Quotienten: 0,52; 0,50; 0,53; 0,55; 0,57; 0,57; 0,52; 0,50 und 0,50. Wir sehen demgemäss, dass bei den Vierkupplern die Länge der Kurbel im Durchschnitt etwas mehr als die Hälfte des Radhalbmessers ausmacht.

In Hinsicht ihrer constructiven Details zeigen die verschiedenen Typen der Vierkuppler im Ganzen geringe Modificationen. Stets ist die vorletzte Achse die Triebachse.

Nr. 53 giebt die Hauptdimensionen des von der Sächsischen Maschinenfabrik, vorm. Hartmann in Chemnitz, für die Elisabethbahn erbauten Vierkupplers, der in Wien 1873 ausgestellt war. Die Rahmen liegen innen und es sind die Lager der Triebachse mit der Hinterachse durch in die Rahmenebene gelegten Balancier verbunden. Schornstein mit Funkenfänger versehen in Form eines kegelförmigen Mantels, welcher das cylindrische innere Rohr umgiebt, dessen Mündung mit einem stumpfen Conus bedeckt ist. Steuerung nach Gooch, innenliegend, besonders schwer zugänglich. Klappenausströmungsregulator.

Nr. 54 der Tabelle, Tafel LIX, Fig. 9 (Wien 1873), zeigt einen Vierkuppler von Schneider & Comp. in Creuzot, dessen Construction in mehrfacher Beziehung Interesse bietet. Die Hauptdimensionen sind aus der Tabelle zu ersehen. Der Radstand konnte bei 1200 mm Radhöhe nicht unter 3900 mm vermindert werden, so dass auf den curvenreichen Gebirgsbahnen, für welche die Maschine bestimmt ist, eine Seitenverschiebung der hinteren Endachse von 20 mm angeordnet werden musste. Zu diesem Behufe stehen die Federstützen auf den Büchsen mittelst doppelt geneigter

daher nur noch Folgendes hinzugefügt. Der Deckel der inneren Feuerbüchse ist horizontal und durch 16 Queranker versteift. Der Rost liegt horizontal. Die Speisung erfolgt mittelst liegendem Injector mit fester Düse, der auf der linken Seite der Maschine sitzt und ausserdem durch eine Speisepumpe mit kurzem Hub, welche durch ein Excenter von der zweiten Achse aus getrieben wird. Der Plunger hat 130 mm Dicke und 145 mm Hub. Diese Pumpe wird benutzt, wenn der Bremsapparat mit Gegendampf (nach System Le Chatelier) in Thätigkeit ist, weil sie zu dieser Zeit sehr leicht versagt und der Gebrauch der Pumpe an und für sich schon auf den Gefällen der vortheilhaftere ist.[13]) Die Maschine hat ausserdem eine Schraubenbremse, welche einseitig auf die Hinterräder wirkt. Durchmesser der Bremsspindel 90 mm, der Schraube 42 mm bei 8 mm Steigung. Die Schraubenbremse wird, wie dies allgemein auf den französischen Bahnen üblich, zum raschen Halten in den Bahnhöfen etc. benutzt, während die Le Chatelier-Bremse auf den langen Gefällen functionirt.

Nr. 55 der Tabelle (Wien 1873) giebt die Hauptdimensionen eines aus der Maschinenfabrik der Oesterreichischen Staatsbahngesellschaft hervorgegangenen Vierkupplers) Nr. 1000 (Normalvierkuppler der genannten Gesellschaft). Die im Ganzen veraltete Construction bietet auch im Einzelnen nur wenig interessante Details. Steuerung nach Gooch, innen; Rahmen innen, aus Doppelblechen versteift. Dritte Achse Triebachse; sie ist mit der Hinterachse durch in der Rahmenebene gelagerte Balanciers verbunden, deren Drehpunkte durch eine unter dem cylindrischen Kessel durchgebogene Traverse (die also normal zur Kesselachse steht) vereinigt werden. Absteifung der Feuerbüchsdecke mittelst Rippenanker, die parallel der Kesselachse liegen. Es ist ersichtlich, dass dieses Ankersystem infolge seiner Schwere die beinahe 2 Meter lange Kistendecke über Gebühr belastet. Die Platformlänge von der rückwärtigen Büchsenwand bis Rahmenstirn (also die ganze Tiefe des Maschinenstandes) beträgt nur 623 mm. Diese Abmessung ist trotz der Tenderklappe durchaus unzureichend, da sie das Stehen auf der Klappe oder auf dem Tender selbst unvermeidlich macht. Da die ungeheure Kiste überhängt, so musste allerdings der überstehende Rahmen und folglich der Maschinenstand möglichst gekürzt werden; eine Folge, die als neuer Beweis für die Unzweckmässigkeit der Construction mit überhängender Feuerbüchse dient, wenn es deren noch weiterer bedürfte.

Nr. 56 der Tabelle (Tafel LIX, Fig. 7) stellt den Sigl'schen Vierkuppler der Oesterreichischen Südbahn vor, wie derselbe zum Betriebe der Güterzüge über den Semmering dient. Der Kessel zeichnet sich durch grosse Capacität von 6,184 Cubikmeter aus (bei 150 mm Wasser über der Feuerbüchse), wohinzu ein Dampfraum von 2,062 Cubikmeter tritt. Es sind zwei Sicherheitsventile vorhanden von 120 mm Weite. Der Schornstein hat an der Basis 450 mm, an der Mündung 500 mm Weite im Lichten, bei 4400 mm Höhe ab Schiene, während die Kesselachse 2020 mm über den Schienen absteht. Die Absteifung der Feuerbüchsendecken erfolgt bei den letzten Serien dieser Type (bis Mai 1873 waren bereits 75 Stück dieser Maschinen beschafft) durch sieben Reihen Schraubenbolzen, in ähnlicher Weise wie beim Belpaire-Kessel. Als Funkenfänger dienen horizontale Drahtgitter in der Rauchkammer

[13]) Auf den Gefällen sind bekanntlich die Pumpen vortheilhaft, da ihre gesammten Bewegungswiderstände ein sehr wirksames Bremsmittel sind; man wird daher bei der Thalfahrt die Pumpe und bei der Bergfahrt die Injectoren benutzen, wie das jeder geschickte Führer von selbst thut.

In Betreff der weiter aufgeführten Typen Nr. 58—63 wird auf die in die Tabelle eingetragenen Hauptdimensionen verwiesen und hinzugefügt, dass deren Construction sich im Wesentlichen an die beschriebenen Typen so innig anschliesst, dass weitere Beschreibungen nur zwecklose Wiederholungen der bereits geschilderten Constructionsverhältnisse und Constructionsfehler sein würden.

Von den eben beschriebenen Typen durchaus abweichend sind die Vierkuppler der amerikanischen Bahnen (sog. Consolidation-Maschinen) construirt; als Beispiel der Anordnung derselben ist in Fig. 10, Taf. LX, die Güterzuglocomotive der Pennsylvania-Bahn dargestellt und deren Hauptdimensionen unter Nr. 62 der Tabelle verzeichnet.

Die Maschine unterscheidet sich von den europäischen Typen namentlich dadurch, dass vor den Cylindern, in einem Truckgestell eine Laufachse liegt, wodurch der Radstand auf 6950 mm gebracht und ein ruhiger Gang der Maschine erzielt wird. Vorderachse und erste Kuppelachse sind durch Lang- und Querbalanciers, die drei hinteren Achsen durch Langbalanciers verbunden, sodass die Unterstützung in drei Punkten erfolgt.

Die Detailconstructionen sind im Allgemeinen dieselben wie bei anderen amerikanischen Locomotiven, nur der Feuerkasten ist abweichend construirt. Die flache äussere Decke desselben ist mit der innern durch Stehbolzen verbunden, beide liegen nach hinten geneigt; der lichte Abstand derselben ist vorne 250, hinten 90 mm. Da die äussere Decke hiernach sehr niedrig liegt, so musste für die Anbringung der Wasserstandszeiger ein besonderes verticales Rohr angebracht werden.

Das Adhäsionsgewicht und die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen ist nicht grösser als bei europäischen Locomotiven mit 3 gekuppelten Achsen, d. h. die einzelnen Achsen der ersteren sind erheblich schwächer als diejenigen der letzteren belastet. Es scheint indess, als ob man neuerdings auch in Nordamerika wieder zu Dreikupplern mit einachsigem Gestell und entsprechend stärkerer Belastung der einzelnen Achsen übergehen wolle, da diese dort Mogultype genannte Anordnung sich zur Zeit besonderer Beliebtheit erfreut.

Die vierfach gekuppelte Güterzuglocomotive der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn, welche sich im Jahre 1878 auf der Pariser Ausstellung befand, ist auf Taf. LX, Fig. 12, skizzirt und unter Nr. 63 der Tabelle verzeichnet.

Die Maschine besitzt die gewaltige Zugkraft von 8400 Kilogramm, entsprechend 0,162 des Adhäsionsgewichtes. Die Anordnung ist von den bereits beschriebenen Typen nur insofern verschieden, als die Rahmen hinter den Hinterrädern nach aussen stark gekröpft sind, um Raum für den sehr breiten Feuerkasten zu schaffen. Die Siederohre werden durch diese Anordnung noch etwa 600 mm länger, als sonst nöthig wäre; die Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche bei über 5 m langen Siederohren kann keine gute sein, vielmehr werden sich die oben bemerkten Mängel bei dieser Maschine im höchsten Grade geltend machen.

Der Rost von 1,350 m Breite wird durch 2 Feuerthüren in der Feuerkastenrückwand bedient.

§ 13. Fragen von allgemeiner Bedeutung. — Nach Beschluss des speciellen Theils dieses Capitels haben wir nur noch einige Fragen von allgemeiner Bedeutung zu besprechen.

So lag der Dresdener Techniker-Versammlung Deutscher Eisenbahnverwaltungen die interessante Frage zur Discussion vor:

Jedenfalls liegt in diesem Wortlaut eine Empfehlung des genannten Systemes, wie sie lauer und schwankender kaum redigirt werden konnte; prüfen wir daher etwas näher die einzelnen Referate, um zu erfahren, was sind die Fehler und was die Vorzüge dieser Construction?

Die Frage wurde von 25 Verwaltungen erörtert, die sich ziemlich übereinstimmend in Betreff der Ruhe des Ganges zu Gunsten dieses Systemes äussern, was nicht befremden darf, indem die tiefe Lage der Kesselachse, die weit ausladenden Rahmen und der Aufhängemodus vollkommen geeignet sind, die Stabilitätsverhältnisse zu begünstigen. Andrerseits wird hingegen über die geringe Dauer der Kurbeln und Zapfen geklagt, namentlich auf Strecken mit vielen Curven, sowie über die verhältnissmässig rasche Ausnutzung der Achslager, grösserer Schmierverbrauch, häufiges Warmlaufen, Losewerden der Kurbeln, und endlich wird der erhebliche Arbeitsverlust betont, welcher angeblich dadurch entstehen soll, dass die Achslager statt auf der Achse auf den Kurbelhälsen laufen müssen.

Unbedingt günstig äussern sich über die Hall'schen Maschinen im Ganzen nur 6 Bahnen, nämlich die Franz-Josephsbahn, die Elisabethbahn, die Südnorddeutsche Verbindungsbahn, die Berlin-Potsdam-Magdeburger, die K. Ungarische Staatsbahn und die K. Niederschlesisch-Märkische Bahn, die indessen nicht sämmtlich derartige Maschinen in genügender Anzahl besitzen, um ein maassgebendes Urtheil zu fällen.

Als Resumé dürfte der Schluss erlaubt sein, dass das System Hall keinerlei durchschlagenden Vortheil gegen die Maschinen anderer, einfacherer Systeme aufzuweisen vermag, wofern ein solcher nicht in der allgemein anerkannten Ruhe des Ganges zu erblicken ist (bedingt durch die tiefe Kessellage) und dass es jedenfalls einer längeren Praxis vorbehalten bleiben müsse, darüber zu entscheiden, ob jener Vorzug im Stande ist, der ganzen Reihe von Nachtheilen, die dem Systeme von Natur anhängen, die Waage zu halten. Dazu ist noch zu bemerken, dass es nicht an anderen Locomotivsystemen fehlt, die in Betreff der Ruhe des Ganges den Hall'schen Locomotiven bedeutend voranstehen, indem letztere, infolge des grossen Abstandes der Cylinderachsen niemals frei von einem höchst unangenehmen Schlingern ist, welches namentlich bei grösseren Fahrgeschwindigkeiten hervortritt und von allen überhaupt eintretenden Schwingungen die Betriebssicherheit am meisten gefährdet.

Reduction des Maschinengewichtes. — Wenn im Allgemeinen die thunlichste Verminderung des nicht für die Leistung productiven Maschinengewichtes angestrebt werden muss, d. h. die Concentration einer möglichst grossen Leistung bei kleinstem Eigengewichte, so bedingen andrerseits die so überaus verschiedenen Betriebsanforderungen und die nicht minder verschiedenen Bahnverhältnisse öftere Abweichungen von obigem Grundsatze. So kann z. B. die Nothwendigkeit eines drehbaren Vordergestelles die Aufopferung eines Theiles der Adhäsion rechtfertigen etc. Doch muss selbst in diesem Falle der obige Grundsatz gelten und kein Theil schwerer gemacht werden als seinem Zwecke und seiner Beanspruchung zukommt. Man wird daher nicht z. B. Kesselbleche von 18 mm Eisenstärke verwenden, wo solche von 14 mm genügt hätten (gleich gutes Material in beiden Fällen vorausgesetzt), und das todte Gewicht des Kessels um circa 20 % zu vermehren bei um Nichts gesteigerter Leistung.

Diese wenigen Beispiele mögen genügen, um zu zeigen, dass man dem oben ausgesprochenen Grundsatz huldigen darf, ohne gleichohne Weiteres die Verkuppelung

sämmtlicher Achsen als allein richtig obenanstellen zu wollen; hingegen können erhebliche Gewichtsreductionen durch die Construction und Anordnung der Theile, sorgfältigste Wahl des Materials etc. erzielt werden. Es darf bei der hohen Wichtigkeit des Principes der Gewichtsverminderung nicht befremden, wennschon der Dresdner Versammlung Deutscher Eisenbahn-Techniker die Frage vorlag:

»Auf welche Weise und durch welche Mittel kann das Gesammtgewicht der Locomotive auf das der Zugkraft entsprechende Minimum gebracht werden, oder mit andern Worten: Wie kann das todte, bei der Adhäsion nicht mitwirkende Gewicht der Locomotive auf zweckmässige Weise gänzlich entbehrt werden?«

Der gefasste Beschluss lautet:

»Durch Beseitigung aller Laufachsen, ferner durch Anwendung zweckmässigen Materiales, welches bei grösserer Festigkeit eine Reduction in den Dimensionen und somit auch in den Gewichten zulässt. Die Anwendung oder Weglassung von Laufachsen muss in jedem Falle dem Ermessen überlassen bleiben.«

Seitens der einzelnen Fragebeantwortungen wird mehrfach hervorgehoben, dass die Frage für Maschinen mit grossen Geschwindigkeiten überhaupt nicht zu lösen sei, weil die nothwendige Kesselcapacität ein Gesammtgewicht nothwendig macht, das für die erforderliche Adhäsion nicht vollständig ausgenutzt werden kann. Andrerseits wird darauf hingewiesen, dass die Reducirung der Gewichte durch grössere Verwendung von Gussstahl, Vermeidung von Gusseisen, die Anwendung von Tendermaschinen und die Beseitigung aller nicht unbedingt nöthigen Massen und Bestandtheile dazu beitragen werde, das todte Gewicht der Maschine zu vermindern.

Tabelle der Hauptverhältnisse von Maschinen für

Laufende Nummer	Firma des Fabrikanten	Fabriknummer	Lage: der Cylinder	Lage: der Steuerung	Lage: der Rahmen	Kolben: Durchmesser mm	Kolben: Hub mm	Rostfläche qm	Heizröhren: Zahl	Heizröhren: Länge mm	Heizröhren: Weite (innere) mm
	A. Maschinen ohne Kuppelachse.										
1	Great Northern, Bahnwerkstatt, Doncaster		aussen	innen	innen	458	610	1,635	217	3358	46
2	Compagnie Lilleshall, Shropshire		innen	innen	aussen	406	533	1,67	186	3400	46
3	Rob. Stephenson & Comp., Newcastle		innen	innen	aussen	406	559	1,29	161	3454	51
4a	Georg Egestorff, Linden (1862)		aussen	aussen	aussen	406	560	1,10			
4b	Maschinenfabrik Karlsruhe		aussen	aussen	aussen	400	560	1,10			
	B. Maschinen mit zwei gekuppelten Achsen.										
	a. Kuppelachse hinter der Feuerbüchse.										
5	Société Marcinelle & Couillet	291	aussen	aussen	innen	440	600	1,660	223	3308	45
6	Werkstätten der London & North-Western, Crewe		innen	innen	innen	400	610	1,35		3200	
7	Kessler in Esslingen		aussen	innen	innen	430	610	1,15		3580	

Richtig ist jedenfalls, dass zunächst die unter den heutigen Betriebsverhältnissen überall geforderte grosse Leistung einen grossen Kessel voraussetzt, der entsprechend stark construirt sein muss, da mit hoher Pressung behufs günstiger Benutzung der Expansion durchgängig gearbeitet wird. Die grosse Leistung des Kessels an sich aber wird erzielt durch die Anwendung grosser Rostflächen, also Vergrösserung der directen Heizfläche der Feuerbüchse unter gleichzeitiger angemessener Verkürzung des Langkessels, d. h. der nutzlosen Rohrlänge.

Bei den übrigen Theilen der Locomotive ist man in den meisten Fabriken nicht minder bestrebt, das unnöthige Gewicht der Locomotive zu mindern und Constructionen zu vermeiden, welche einen grossen Materialaufwand erfordern. Namentlich gehört hierher die Anwendung der Achsen, Radreifen, Stangen und Geradführungen aus Gussstahl, die Herstellung der Lager aus Schmiedeeisen oder Stahl, die Herstellung der Rahmen und Kesselträger aus einem Walzstücke etc.

Schliesslich wird seitens einiger Verwaltungen auf die Kupplungsverhältnisse hingewiesen, und dabei ganz besonders die Unzweckmässigkeit betont, die Vorderachse der Maschinen als Kuppelachse zu beanspruchen, namentlich für grössere Geschwindigkeiten, wobei zugleich auf die Unzuträglichkeiten aufmerksam gemacht wird, welche eine mehrfache Verkupplung im Betriebe stets zur Folge hat; und wird schliesslich gefolgert, dass man sich, im Falle sämmtliche Achsen gekuppelt werden sollen, auf vierrädrige Maschinen zu beschränken habe. Da man aber alsdann infolge der pro Rad beschränkten Belastung sehr oft in der Lage sein dürfte, für den Kessel nicht die nothwendige Capacität zu erhalten, die zur Erreichung des Zweckes der Locomotive erforderlich ist, so wird man genöthigt sein, die dritte Achse, sei es als Lauf- oder Kuppelachse hinzuzulegen oder aber die Kesselcapacität zu theilen, d. h. statt einer grossen Locomotive zwei kleine zu verwenden, — eine Frage, die in der That beim Bergbahnbetriebe ihre praktische Lösung gefunden hat.

Schnell- und Personenzüge, gemischte und Güterzüge.

Heizfläche Directe qm	Heizfläche Indirecte qm	Heizfläche Totale qm	Durchmesser des Cylinderkessels (aussen) mm	Kesselpressung Atm	Räder Zahl	Räder Zahl der gekuppelten Räder	Räder Totaler Radstand mm	Räder Durchmesser der Triebräder mm	Räder Durchmesser der Laufräder mm	Gewicht Leer Kilo	Gewicht Dienstfähig Kilo	Gewicht Adhäsionsgewicht Kilo	Bemerkungen
11,338	96,895	108,233	1162	9,4	8	—	6989	2465	12			15000	Taf. LXVII. Fig. 8 u. 9. Mit amerikan. Vordergestell.
9,00	91,00	100,00	1290	9,25	6	—	5030	2134	12			12500	Taf. LVII. Fig. 6.
7,70	88,72	96,42	1219	12,75	6	—	4776	1981	11			13700	
6,00	77,00	83,00	1300	8	6	—	3750	2130	12			12000	Taf. LVII. Fig. 9. Crampton-Maschine.
6,00	77,00	83,00	[illegible]	8	6	—	3750	2130	12			12000	Taf. LVII. Fig. 9. Crampton-Maschine.
7,100	99,58	106,66	1220	8	6	4	4930	2100	1			21700	Taf. LVII. Fig. 1. Wien 1873.
8,00	91,50	99,50	1200	8	6	4	4770	1980	1			19300	Taf. LVIII. Fig. 3.
6,60	105,00	111,60	1230	9	8	4	5010	1830	[illegible]			20000	Taf. LVIII. Fig. 13 Personenzugmaschine der Württembergischen Staatsbahn.

Laufende Nummer	Firma des Fabrikanten	Fabriknummer	Lage der Cylinder	Lage der Steuerung	Lage der Rahmen	Kolben Durchmesser mm	Kolben Hub mm	Rost-fläche qm	Heizröhren Zahl	Heizröhren Länge mm
8	Grant & Comp., Verein. Staaten		aussen	innen	innen	400	500	1,50		3350
9	Sigl, Wiener-Neustadt	1657	[redacted]	[redacted]	aussen	411	632	1,600	179	3350
10	Kolomna(Moskau)	100	aussen	innen	innen	408	560	1,530	180	3000
11	uth-Western-Bahn	diverse	innen	innen	innen	457	660	1,500	240	3345
	b. Kuppelachse unter der Feuerbüchse.									
12	Borsig in Berlin	3031	[redacted]	innen	aussen	432	560	1,730	169	3705
13	Société d'Exploitation, Tubize .	177	aussen	aussen	innen	420	600	2,225	217	3650
14	Hannov. Maschinenbau-Gesellsch.	1000	aussen	innen	innen	420	560	1,95	190	3343
15	André Köchlin in Mülhausen . .	2236	aussen	aussen	innen	430	620	2,205	191	3500
16	Vulkan in Stettin	500	aussen	aussen	innen	420	600	1,650	188	3790
17	Cockerill in Seraing	656	innen	innen	aussen	430	560	2,959	205	3000
[redacted]	Borsig in Berlin	diverse	aussen	innen	innen	400	[redacted]	1,700		3160
19	Verschiedene	-	[redacted]	innen / aussen	innen	420	560	1,800	162	3724
20	Wiener Neustadt (Sig), ...	-	aussen	aussen	[redacted]	425	630	2,08	150	4000
21	Baldwin, Philadelphia	-	aussen	[redacted]	innen	432	560	2,23	163	3450
	c. Maschinen mit vorderer Verkuppelung.									
22	Kessler in Esslingen	1249	[redacted]	innen	innen	396	632	1,490	155	3930
23	Maschinenfabr. d. Oesterr. Staatsbahn	1244	innen	innen	innen	412	579	1,750	179	4241
24	Paris-Lyon. Bahnwerkstatt . . .	diverse	innen	innen	innen u. aussen	420	560	1,260	158	4000
25	Werkstätte d. Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn	-	aussen	aussen	innen	500	[redacted]	2,14	164	4930
	d. Maschinen mit überhängender Feuerbüchse.									
26	Florisdorfer . .	110	[redacted]	[redacted]	[redacted]	410	632	1,700	174	4300
27	Sächs. Maschinenfabr., Hartmann	diverse	[redacted]	aussen	innen	380	[redacted]	1,070		4000
28	Paris-Lyon. Bahnwerkstätten . .	-	[redacted]	[redacted]	innen	420	650	1,330		4500
29	Maffei in Hirschau	-	aussen	aussen	innen	400	[redacted]	1,150		3900
30	Georg Egestorff in Hannover . .	-	[redacted]	innen	innen	400	560	1,320		4325
	e. Tender-Maschinen.									
31	Berl Schwartzkopff	476	[redacted]	innen	innen	420	560	1,230	156	3165
32	England.	diverse	innen	innen	innen	432	610	1,550	221	3360
33	Sharp, Stewart & Comp., Manchest.	-	aussen	innen	innen	432	660	1,600	200	3200
	C. Maschinen mit drei gekuppelten Achsen.									
	a. mit unterstützter Feuerbüchse.									
[redacted]	Carels in Gent	47	aussen	[redacted]	aussen	450	600	3,057	226	3350

Heizfläche Directe qm	Heizfläche Indirecte qm	Heizfläche Totale qm	Durchmesser des Cylinderkessels (aussen) mm	Kesselpressung Atm.	Räder Zahl	Räder Zahl der gekuppelten Räder	Räder Totaler Radstand mm	Räder Durchmesser der Triebräder mm	Räder Durchmesser der Laufräder mm	Gewicht Leer Kilo	Gewicht Dienstfähig Kilo	Gewicht Adhäsionsgewicht Kilo	Bemerkungen
7,60	73,40	81,00	1240	11	8	4	6700	1680	760	28000	31500	19500	Taf. LVIII. Fig. 8.
7,90	99,80	107,70	1260	10	8	4	5360	1900	950	33500	37500	23000	Taf. LVII. Fig. 7. Wien 1873. System Hall.
7,430	82,200	89,600	1295	10	6	4	4150	1600	1000	28500	31500	21500	Taf. LVIII. Fig. 5. Wien 1873.
9,00	93,00	102,00	1320	10	6	4	4750	2030	1335	—	39100	27400	Taf. LX. Fig. 4.
7,000	97,00	104,00	1280	10	6	4	4400	1940	1220	32300	36100	24100	Taf. LXI. Wien 1873.
8,80	100,21	109,01	1307	9	6	4	4300	1800	1100	32500	35940	25000	Taf. LVII. Fig. 11. Wien 1873.
7,50	90,20	97,70	1295	10	6	4	4267	1848	1205	31300	35000	23500	Taf. LVII. Fig. 5. Wien 1873.
9,030	94,46	103,49	1240	9	6	4	4650	2010	1365	34000	37500	25000	Taf. LVII Fig. 4. Wien 1873.
6,50	89,50	96,00	1260	10	6	4	4400	1530	1000	31750	35750	25500	Taf. LVII. Fig. 2. Wien 1873.
11,694	84,651	96,345	1286	8	6	4	4640	2000	1200	30190	[redacted]	24200	Paris 1867. der Belg.
7,50	88,00	95,50	1250	8	6	4	4400	1830	1220	31000	34500	23000	ype d. Per- der nord- deutschen Bahnen.
6,52	85,28	91,80	1300	10	6	4	4400	1730	1130	32800	37000	24400	Taf. LXIII
8,00	104,0	112	1330	10	8	4	5900	1800	1015	39000	43500	26000	
10,0	80,0	90	1220	9	8	4	6600	1575	710	—	34000	23300	
7,92	90,00	97,92	1230	8	6	4	4110	1896	1002	28750	32000	24500	Taf. LVII. Fig. 10. Wien 1873.
8,00	125,00	133,00	1303	9	10	4	8319	1580	948	36250	50600	24050	Taf. LVIII. Fig. 4. Wien 1873. System Engerth.
7,40	91,28	98,68	1236	8	6	4	4600	1800	1100	23400	28600	21800	Taf. LVII. Fig. 9.
8,50	115,5	124	1238	9	8	4	5900	2100	1300	40000	44000	24750	Taf. LX. Fig. 2.
7,50	120,00	127,50	1300	8½	8	4	4175	1580	980	32000	36000	24000	Taf. LVII. Fig. 8. Wien 1873. Wendeschemel.
6,50	74,00	80,50	1150	7	6	4	3570	1370	760	25000	28000	21600	Taf. LVIII. Fig. 6. Nowotny-Achse
7,50	122,50	130,00	1250	8	6	4	4000	2000	1300	31000	35000	25000	Taf. LVIII. Fig. 9. (Erbaut 1869.)
7,50	97,00	104,50	1220	8	6	4	3050	1570	1100	25700	28500	20000	Taf. LVIII. Fig. 11. System Hall 1869. Personenzugmasch. der Bayerischen Staatsbahn.
7,50	100,50	108,00	1160	8	6	4	3050	1740	1110	25500	28500	20000	Taf. LVIII. Fig. 12.
6,50	67,90	74,40	1150	8	6	4	3714	1373	915	28500	35150	26100	Taf. LVIII. Fig. 2. Wien 1873.
9,5	93	102,5	1270	10	8	4	6650	1675	915	37700	44500	27500	Taf. LX. Fig. 7.
9	81	90	1270	10	10	4	8940	1840	940	—	56700	32400	Taf. LX. Fig. 8. London-Tilbury-Bahn 1880.
10,92	99,63	110,55	1300	9	6	6	4300	1700	—	35000	38000	38000	Taf. LVIII. Fig. 1. System Belpaire. Wien 1873.

Laufende Nummer	Firma des Fabrikanten	Fabriknummer	Lage der Cylinder	Lage der Steuerung	Lage der Rahmen	Kolben Durchmesser mm	Kolben Hub mm	Rostfläche qm	Zahl	Läng…
35	Cockerill in Seraing	diverse	innen	innen	aussen	450	600	3,057	226	346
36	Fowler & Comp., Glasgow	-	innen	innen	aussen	430	610	2,340	—	330
37	Schneider & Comp., Creuzot	-	innen	innen	innen	380	610	1,410	—	—
38	Werkstätte zu Crewe	-	innen	innen	innen	457	610	1,600	199	300
39	Neilson & Comp., Glasgow	-	aussen	aussen	innen	483	660	1,650	240	358
	b. mit überhängender Feuerbüchse.									
40	Verschiedene	-	aussen	innen / aussen	innen	450	630	1,530	186	445
41	Maschinen-Fabrik	996	aussen	innen	innen	471	610	1,470	218	427
42	…el	558	aussen	innen	innen	431	583	1,470	200	431
43	…	46	aussen	aussen	innen	460	650	1,356	214	439
44	[illegible] Eisenbahngesellsch., Werkstätte Petersburg	4	aussen	innen	innen	458	640	1,640	168	427
45	Maffei in Hirschau	900	aussen	innen	aussen	484	660	1,600	181	410
46	Werkstätte d. Oesterr. Staatsbahn	1231	aussen	aussen	innen	395	632	2,000	183	3130
47	Sigl, Wiener Neustadt	1393	aussen	innen	aussen	434	632	1,920	200	4100
48	dito	1462	aussen	innen	aussen	345	580	0,871	101	3700
49	Cockerill in Seraing	969	aussen	innen	innen	450	650	1,354	195	4250
	c. Tender-Maschinen.									
50	Wöhlert in Berlin	386	aussen	innen	innen	445	630	1,426	211	3250
51	Locomotivfabrik Winterthur		aussen	aussen	innen	420	600	1,600	144	3712
52	Compagnie Belge (Ch Evrard, Brüssel)		innen	innen	aussen	450	600	3,040	226	3467
	D. Maschinen mit vier gekuppelten Achsen.									
53	Sächs. Masch.-Fabr., Hartmann	644	aussen	innen	innen	450	580	1,760	199	4775
54	Schneider & Comp., Creuzot	1549	aussen	aussen	innen	450	610	1,900	270	4900
55	Masch.-Fabr., Staatsbahn Wien	1000	aussen	aussen	innen	470	632	1,960	207	5005
56	Sigl, Wiener Neustadt	1583	aussen	aussen	innen	500	610	2,160	205	4760
57	dito	1533	aussen	aussen	aussen	520	610	2,000	223	4660
58	Masch.-Fabr., Staatsbahn Wien	800	aussen	innen	innen	500	610	1,840	228	4625
59	Sigl, Wiener Neustadt		aussen	aussen	aussen	530	632	1,820	220	4724
60	Société de Cail, Paris	1509	aussen	aussen	innen	500	650	2,260	249	4100
61	André Köchlin, Mülhausen		aussen	aussen	innen	600	610	2,460	226	5200
62	Baldwin, Philadelphia		aussen	aussen	innen	510	610	2,150	138	3940
63	Bahn-Werkstätten		aussen	aussen	innen	540	660	2,073	245	5360

Heizfläche: Directe	Heizfläche: Indirecte	Heizfläche: Totale	Durchmesser des Cylinderkessels (aussen)	Kesselpressung	Räder: Zahl	Räder: Zahl der gekuppelten Räder	Räder: Totaler Radstand	Räder: Durchmesser der Triebräder	Räder: Durchmesser der Laufräder	Gewicht: Leer	Gewicht: Dienstfähig	Gewicht: Adhäsionsgewicht	Bemerkungen
qm	qm	qm	mm	Atm.			mm	mm	mm	Kilo	Kilo	Kilo	
12,50	99,15	111,66	1300	9	6	6	4000	1450	—	30206	33500	33500	Güterzugmasch d. Belg. Staatsbahn. System Belpaire.
9,00	100,00	109,00	1300	10	6	6	4730	1600	—	33500	37000	37000	Taf. LIX. Fig. 3. Normaltype der engl. Güterzugmaschine
6,00	85,00	91,00	1213	8	6	6	3600	1420	—	24200	27200	27200	Taf. LIX. Fig. 12. Güterzugmaschine der Franz. Nordbahn.
8,80	82,20	91,00	1250	10	6	6	4725	1525	—	—	33800	33800	Taf. LX. Fig. 11. London and North-Western-Bahn, Engl.
9,50	108,50	118,00	1380	10	8	6	7060	1473	864	43000	47300	38800	Taf. LX. Fig. 9. Great Eastern-Bahn, England.
7,78	117,01	124,79	1428	10	6	6	3400	1330	—	33100	38500	38500	Taf. LXIV. Normal-Güterzug-Locomotive d. Preuss. Staatsb
8,00	118,50	126,50	1360	9	6	6	3191	1301	—	34800	39250	39250	Taf. LIX Fig. 5. Wien 1873.
6,97	124,60	131,57	1400	10	6	6	3055	1280	—	33150	37600	37600	Taf. LIX. Fig. 1 Wien 1873.
8,70	134,45	143,15	1406	8	[illegible]	6	3430	1376	—	30750	33600	33600	Taf. LIX. Fig. 8. Wien 1873.
8,40	112,70	121,100	1308	8	[illegible]	6	3350	1300	—	29000	31450	31450	Wien 1873. Type d. russ. Güterzugmaschine.
7,50	122,50	130,00	1360	10	6	6	3180	1245	—	32500	36500	36500	Taf. LXII Fig. 1—6 Wien 1873. System Hall. Güterzugmasch. der Bayerischen Staatsbahn.
7,80	95,70	103,50	1344	10	6	6	2847	1077	—	28500	32200	32200	Taf. LIX. Fig. 4. Wien 1873. Syst. Haswell.
9,29	136,07	145,36	1310	9	6	6	3239	1205	—	32000	36100	36100	Taf. LIX. Fig. 10 Güterzugmaschine der K. F.-Nordbahn.
5,123	61,00	66,123	1000	8½	6	6	3000	1150	—	20000	21900	21900	Taf. LIX. Fig. 6. Wien 1873. System Hall.
8,00	117,00	125,00	1380	9	6	6	3370	1310	—	30627	34376	34376	Taf. LIX. Fig. 2. Wien 1873. Güterzugmaschine der oberital. Bahnen.
10,60	87,90	98,50	1318	9	6	6	3766	1410	—	34500	40000	40000	Taf. LVIII. Fig. 7. Wien 1873.
7,30	75,70	83,00	1200	10	8	6	5850	1600	900	32000	42300	32000	Taf. LX. Fig. 6. Schweiz. Nationalbahn.
10,95	98,55	109,50	1300	8	10	6	8400	1700	[illegible]		58000	38000	Taf. LX. Fig. 3. Belg. Staatsb.
9,40	141,58	150,98	1400	9½	8	8	3582	1106			42350	42350	Wien 1873. Elisabethbahn.
10,85	197,15	208,00	1540	9	8	8	3860	1200	—	48200	55000	55000	Taf. LIX. Fig. 9. Wien 1873. Midibahn.
9,80	170,60	180,40	1397	9	8	8	3794	1186	—	39000	44350	44350	Wien 1873.
10,70	159,30	170,00	1500	9	8	8	3560	1106	—	44000	50500	50500	Taf. LIX. Fig. 7. Wien 1873. Güterzugmasch. d. Südbahn.
9,80	169,70	179,50	1460	8½	8	8	3600	1070	—	41000	45000	45000	Taf. LIX. Fig 11. Wien 1873. Erste ungar.-galizische Bahn.
9,50	172,30	181,80	1450	9	8	8	3450	1070	—	41250	47300	47300	Haswell 1867. Brenner.
9,68	166,32	176,00	1524	9	8	8	3885	1220	—	43500	49000	49000	Paris 1867. System Hall. Kursk-Charkow.
9,00	146,70	155,70	1500	8	8	8	4250	1300	—	38500	43500	43500	Paris 1867. Type der Französ. Nordbahn.
10,70	195,57	206,27	1480	9	8	8	4025	1206	—	44600	49600	49600	1870. System Beugniot, oberital. Bahnen.
8,50	98,50	107,00	1400	8	10	8	6952	1270	710	—	416000	36000	Taf. LX. Fig. 10. Pennsylvania-Bahn. Philadelphia 1877.
9,71	189,77	199,48	1500	9	8	8	4050	1260	—	45300	517000	517000	Taf. LX. Fig. 12. Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn. Paris 1878.

Loeben, P. v., Bemerkungen über Locomotivbau. Organ 1876, p. 26.

Jul. Morandière, Locomotive mit drei Cylindern, mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 261. (Engineering 1866, p. 392.)

Jul. Morandière, Les locomotives à l'Exposition de Vienne en 1873. (Notices et dessins).

Beschreibung der Passagier-Locomotive von der Caledonian-Eisenbahn. Gebaut von Vulcan Foundry & Co. in Warrington. Nach Tredgold on the Steam Engine Divis. A. 7. Pap. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 158—163.

Personenzuglocomotive, amerikanische, für Holzfeuerung. Artizan 1859, Febr. Scheffler's Organ 1860, p. 23.

Personenzuglocomotiven auf der Weltausstellung in Philadelphia von 1876. Mit Abbild. Organ 1877, p. 36.

Beschreibung der Personenzugmaschine »Wrekin«, gebaut von Bury, Curtis und Kennedy zu Liverpool, für die Birmingham-Shrewsbury-Eisenbahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 140.

Peschell, J., Abbildung und Beschreibung der zuletzt von J. Meyer in Mülhausen auf die Oesterreichische Staatsbahn gelieferten Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 1—5. Polyt. Centralbl. 1848, p. 696, 697.

Reincelius, dreicylindrige Locomotive. Zeit. des Ver. Deutscher Eisenbahn-Verw. 1866, p. 480.

Ressig, Ant., Die Fahrbetriebsmittel der k. k. Galiz. Carl Ludwig-Bahn. Organ 1875, p. 1.

Robinson, John, Englische Locomotiven der Neuzeit. Engineering 1873 vom 14. Nov. Organ 1875, p. 90.

Schaltenbrand, Carl, Schnelltenderlocomotive der Belgischen Staatsbahn. Ausgestellt in Paris 1878. Mit Abbild. Organ 1880, p. 96.

Notiz über die badischen Schnellzugslocomotiven. Organ für die Fortschr. des Eisenbahnwesens 1854, p. 138.

Ueber die Möglichkeit der Gewichtsverminderung bei Schnellzugslocomotiven. Engineer. 1863, 21. Aug. Scheffler's Organ 1863, S. 273.

Die Schnellzugslocomotive »Duplex«. Zeitschr. d. Vereins Deutscher Eisenb.-Verw. 1862, p. 785.

Schnellzuglocomotiven, Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 83. (Engineering, 1866, p. 199.)

Schnellzuglocomotiven der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn. Engineering 1878, p. 316.

Beschreibung der Locomotive für Schnellzüge, nach Crampton's System gebaut von Derosne u. Cail in Paris. Armengaud, Publicat. industr. Vol. VII, p. 224—31; Heusinger v. Waldegg, Organ, 1852, p. 189—98.

Stephenson's, Rob., neue Locomotive für Eilzüge. The Pract. Mech. Journ. 1849, Juni p. 67; Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 7, 8.

Die Stephenson'schen Patent-Locomotiven (mit langen Kesseln). Eisenbahnzeitung 1846, p. 45, 90, 91.

Stephenson's G. und W. Howe's pat. Locomotive mit drei Cylindern. London Journ. of arts, Dec. 1846; Heusinger v. Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 80—82. Berliner Gewerbe-, Ind. u. Handelsbl. 1846, Bd. 20; und Polyt. Centralbl. 1846, 8. Bd., p. 419, 20; 1847, p. 1057 u. 1201. Eisenbahnzeitung 1846, Nr. 23, 1847, Nr. 17. Civ. Eng. and Arch. Journal 1847, p. 120, 121.

Stephenson's, R., Dampfwagen. Portef. ind. du Conserv. T. 1; Dingler's polyt. Journ. Bd. 59, p. 401—443.

Stephenson's, Rob., Locomotive. Civ. Eng. and Arch. Journ. 1842, p. 38, 39; Polyt. Centralbl. 1842, p. 815, 16.

Stubb's, Will. und John Isaijah Gryll's, in Llandly, Dampfwagen (mit 12′ hohen Triebrädern). Rep. of pat. inv. 1847, p. 321—325; und Polyt. Centralbl. 1847, p. 1059.

Sturrock, Expresszug-Locomotive der Great Northern-Eisenbahn, mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 212. (Engineering 1867, p. 39.)

Tilp, Em., Bemerkungen über Locomotivbau. Organ 1876, p. 94.

Tilp, Emil, Neue Eilzugmaschine der Kaiser Franz Joseph-Bahn. Mit Abbild. Organ 1880, p. 45 und 175.

Trewhitt's, H. und Th. R. Crampton's Verbesserungen an den Locomotiven. London Journ. 1850, March, p. 86; Polyt. Centralbl. 1850, p. 594—96.

Weallen's, Ueber eine von R. Stephenson & Comp. erbaute Locomotive für Eilzüge. Pract. Mechan. Journal 1849, June p. 67; Polyt. Centralbl. 1849, p. 976, 77.

b. Locomotiven für gemischte Züge und Güterzüge.

J. Armstrong, Normal-Güterzugmaschine der Great Western-Eisenbahn, mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 209. (Engineering 1866, p. 448 und 8. Febr. 1867).

Baldwin und Whithney's Locomotiven für schwere Lastzüge und starke Steigungen. Eisenbahnzeitung 1845, p. 255—257.

Normal-Locomotive der North-London-Eisenbahn, mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 75. (The Engineer März 2. 1866.)

Norri's zehnrädrige Locomotive. Eisenbahnzeitung 1848, p. 66.

Notizen über die Locomotiven der Schweizerischen Centralbahn (nach dem Engerth'schen System. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 136.

Polonceau, M., Güterzugmaschine mit sechs gekuppelten Rädern. Civilingenieur 1849, Heft 1; Scheffler's Organ 1859, p. 43—58.

Die Probe mit der grossen Locomotive »Great Western«. Civil-Eng. Journal 1846, p. 198; Heusinger v. Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 35; und Polyt. Centralblatt 1846, 8. Bd. p. 418, 19.

Rothwell & Comp., Zehnrädrige Locomotive mit doppeltem Drehgestelle und Wasserbehältern. Deutsche Gewerbezeitung 1857, p. 155.

Riesenlocomotive für Kohlenzüge. Zeit. des Vereins Deutscher Eisenbahnverw. 1864, p. 91.

Schaltenbrand, C., Compound-Locomotive. System Mallet, ausgestellt in Paris 1878. Mit Abbild. Organ 1879, p. 119. 1880, p. 145.

Sharp, Stewart's & Comp., verbesserte Güterzuglocomotive. The Artizan 1857, Febr. Scheffler's Organ 1857, p. 93—96.

Beschreibung einer von R. Stephenson zu Newcastle erbauten Locomotive zum Gütertransport mit senkrechten Schieberventilen, mit veränderlicher Expansion und Dampfentweichung. Armengaud Publication industr. IV, p. 20; und Hartmann's Eisenbahnzeitung 1845, p. 65—68.

Stützer, Em., Güterzugslocomotive der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn auf der Pariser Welt-Ausstellung 1878. Mit Abbild. Organ 1879, p. 170.

Versuche mit kräftigen Locomotiven auf der Midland-Eisenbahn. The pract. Mech. Journ. 1848, Juni p. 49, 60; Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 189—191; Polyt. Centralbl. 1848, p. 1203—1205.

Wilder's, R. A., Güterzuglocomotiven mit Steinkohlenfeuerung auf der Mine Hill und Schuylkill Haven-Eisenbahn, ausgeführt von W. Baldwin & Co. Dingler's Journ. 150. Bd. p. 1; Polyt. Centralbl. 1858, p. 1625.

XVII. Capitel.

Gebirgsmaschinen und Construction der beweglichen Radgestelle.

Bearbeitet von

R. Koch,

Ingenieur in Halle an der Saale.

(Hierzu die Fig. 22—26 auf Tafel XLI, und Tafel LXV bis LXXII.)

§ 1. Allgemeines. — Die technischen Vereinbarungen des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen empfehlen, den Krümmungshalbmesser der Curven in freier Strecke womöglich nicht geringer anzuordnen als

1100 m für Bahnen im flachen Lande,
600 m für Bahnen im Hügellande,
300 m für Gebirgsbahnen.

Curven von weniger als 180 m Radius werden in freier Strecke für unzulässig erklärt.

Das Längengefälle, welches die Hauptbahnen in der Regel nicht überschreiten sollen, beträgt nach diesen Vereinbarungen

1 : 200 im flachen Lande,
1 : 100 im Hügellande,
1 : 40 im Gebirge.

Während der Widerstand des Zuges (ohne Locomotive und Tender) auf Gebirgsbahnen der Steigung entsprechend zunimmt, vermindert sich die am Tenderzugkasten gemessene Kraft der Maschine um ihre Schwerkraftscomponente, es ist also aus doppelten Gründen eine Ermässigung der Zugstärke in Gebirgsstrecken unvermeidlich. Da die Leistungsfähigkeit der Bahn durch Vermehrung der Züge ohne Einlegung neuer Gleise nur in beschränktem Grade möglich ist, diese weiteren Gleise aber namentlich bei Gebirgsbahnen recht viel Geld zu kosten pflegen, so sieht man sich hier ganz besonders zur Anwendung starker Maschinen, welche die Beförderung verhältnissmässig schwerer Züge ermöglichen, genöthigt.

An jede Locomotive werden zweierlei Anforderungen gestellt. Einmal soll das adhärirende Gewicht in allen vorkommenden Steigungen ausreichen, ein Gleiten der Räder auf den Schienen zu verhindern, und zweitens der Kessel so construirt sein, dass er jederzeit im Stande ist, den von der Maschine verbrauchten Dampf zu ersetzen.

Man kann die Dampfproductionsfähigkeit des Kessels nicht einseitig erhöhen, ohne sein Gewicht zu vergrössern, während das letztere allerdings bei constanter Dampfbildung beliebig gesteigert werden kann.

Da der Transport der Maschine, für den nichts bezahlt wird, um so mehr kostet, je schwerer diese und je stärker die zu überwindenden Steigungen ausfallen, so sucht man namentlich Gebirgsmaschinen so leicht zu bauen, wie das unter Berücksichtigung des nöthigen adhärirenden Gewichts und der erforderlichen Dampfproduction eben möglich ist.

Das erforderliche adhärirende Gewicht ergiebt sich aus dem Zugwiderstande, das Gesammtgewicht dagegen aus der zur Erzielung dieser Zugkraft bei der verlangten Zuggeschwindigkeit nöthigen Dampfproduction. Das letztere kann auf folgendem Wege annähernd ermittelt werden.

I. Ermittlung des Gesammtgewichts der Locomotive aus der Leistung.

§ 2. Kohlenverbrauch und Dampfbildung. — Das Güteverhältniss der Heizfläche, das ist das Verhältniss der vom Kessel aufgenommenen zu der auf dem Roste nutzbar entwickelten Wärme, ist von Grove mit g_H bezeichnet und im III. Capitel der III. Abtheilung dieses Werkes für Gebirgsmaschinen mit Steinkohlenheizung zu durchschnittlich 0,73 angegeben.

Wird mit Grove angenommen, dass wegen unvollständiger Verbrennung und weil ein Theil der erzeugten Wärme durch Wärmeausstrahlung wieder verloren geht, nur g_f gleich drei Viertheilen der bei vollständiger Verbrennung von Steinkohle entwickelten Wärme ($\mathfrak{H} = 7533$ Wärmeeinheiten pro Kilo guter Kohle) zur Wirkung kommen, so ist

$$g_f \cdot \mathfrak{H} = 0{,}75 \cdot 7533 = 5600 \text{ Wärmeeinheiten,}$$

und das Verhältniss der erzeugten Dampfmenge D zu der verbrauchten Kohlenmenge K

$$\frac{D}{K} = \frac{1}{672} \cdot g_H \cdot g_f \cdot \mathfrak{H} = \frac{1}{672} \cdot 0{,}73 \cdot 5600$$

$$\frac{D}{K} = 6{,}1.$$ [1]

Unter Berücksichtigung des Umstandes, dass ein Theil des mechanisch mit dem Dampfe übergerissenen Wassers bei dem Passiren der in der Rauchkammer liegenden Dampfeinströmungsrohre noch verdampft, darf die letzte Zahl auf 6,2 Kilogramm erhöht werden, es erzeugt demnach bei normaler Arbeit des Kessels jedes Kilogramm verbrauchter Kohle 6,2 Kilogramm trockenen Dampf.

Dampfbildung pro Quadratmeter Heizfläche.

Die Berechnungen von Grove beweisen, dass das Güteverhältniss der Heizfläche um ein Geringes steigt und erheblich abnimmt, je nachdem der Kohlenverbrauch hinter dem normalen zurückbleibt oder ihn übersteigt. Der Kohlenverbrauch darf als normal angesehen werden, wenn er 4,2 Kilogramm pro Quadratmeter Heiz-

---

[1] Wegen des Coefficienten $\frac{1}{672}$ vergl. Cap. III. dieses Werkes, p. 135.

fläche und Stunde bei den Güterzuglocomotiven, und wenn er 5 Kilogramm pro Quadratmeter Heizfläche bei Personenzuglocomotiven beträgt. [2])

Bezeichnet H die Heizfläche eines Kessels in Quadratmetern, so berechnet sich die stündliche Dampfproduction D pro Quadratmeter Heizfläche bei normalem Arbeiten der Maschine demnach zu

$$\frac{D}{H} = 6,2 \cdot 4,2 = 26 \text{ Kilogramm}$$

für Güterzuglocomotiven, und zu

$$\frac{D}{H} = 6,2 \cdot 5 = 31 \text{ Kilogramm}$$

für Personenzuglocomotiven.

Unter Anwendung besonders guter Kohle und bei Forcirung des Feuers kann die Leistung auf kurze Zeit auf das Einundeinhalbfache der obigen, also die Dampfproduction auf

$$\frac{D}{H} = 1,5 \cdot 26 = 39 \text{ Kilogramm}$$

bei Güterzuglocomotiven, und auf

$$1,5 \cdot 31 = 46,5 \text{ Kilogramm}$$

bei Personenzuglocomotiven gesteigert werden.

§ 3. Ermittelung des Dampfverbrauchs aus der Zugkraft und Zuggeschwindigkeit. — Wird die Zugkraft mit Hülfe der Formel von Clark

$$p_i = \frac{p}{100}\,(13,5\,\sqrt{a} - 28)$$

berechnet,[3]) in welcher p_i den mittleren nutzbaren Dampfdruck in den Cylindern, p den Dampfüberdruck im Kessel pro Quadratmeter (eigentlich Druck im Cylinder während der Admissionsperiode) und a die in Procenten des Kolbenhubes ausgedrückte Cylinderfüllung bezeichnen, so darf auch annäherungsweise und für den Zweck der weiteren Rechnungen hinreichend genau

$$p_i = 0,0135\,p \cdot a$$

gesetzt werden.

Bezeichnen

d den Cylinderdurchmesser, h den Kolbenhub, D den Treibraddurchmesser } in Metern,

Z die am Treibradumfange gemessene Zugkraft der Locomotive in Kilogrammen (inclusive der zur eigenen Fortbewegung erforderlichen Kraft) und

---

[2]) Der Kohlenverbrauch bleibt nach den Jahresberichten der verschiedenen Bahnen meist erheblich hinter den angegebenen Zahlen zurück, desgleichen aber auch die durchschnittliche Leistung der Maschinen hinter der normalen, weil die wenigsten Züge voll belastet sind. Die verhältnissmässig grossen Rostflächen und die kurzen Siederohre rechtfertigen die Vergrösserung des für Güterzugmaschinen mit 4,2 Kilogramm pro Quadratmeter Heizfläche angegebenen Kohlenverbrauchs auf 5 Kilogramm bei Personenzuglocomotiven.

[3]) Die Resultate der Formel von Clark weichen bei den für Locomotiven üblichen Dampfspannungen und Cylinderfüllungen nicht erheblich von den Zahlen der von Grove am obigen Orte angegebenen Tabelle ab.

M die zum Durchfahren einer Bahnstrecke von einem Kilometer Länge erforderliche Dampfmenge in Cubikmetern von der Kesselspannung,

so ist

$$Z = \frac{p_i \cdot d^2 \cdot h}{D} = \frac{0,0135 \cdot p \cdot a \cdot d^2 \cdot h}{D}$$

und

$$M = \frac{1000}{D \cdot \pi} \cdot \frac{a \cdot d^2 \cdot h \cdot \pi}{100} = \frac{10 \cdot a \cdot d^2 \cdot h}{D}$$

und, da

$$a = \frac{D Z}{0,0135\, p \cdot d^2 \cdot h} \text{ ist}$$

$$M = \frac{10\, Z}{0,0135\, p} \text{ Cubikmeter.}$$

Ist γ das Gewicht von 1 Cubikmeter Dampf von der Kesselspannung p und δ die pro Kilogramm Kohle verdampfte Wassermenge (δ ist zu 6,2 durchschnittlich oben ermittelt), so wird im Mittel bei den für Locomotiven üblichen Kesselspannungen

$$\frac{\gamma}{\delta \cdot p} = \frac{1}{110000}$$

und der Kohlenverbrauch K_k pro Kilometer Bahnlänge gleich

$$K_k = \frac{10 \cdot Z}{0,0135 \cdot 11000} = 0,00673\ Z \text{ Kilogramm.}$$

Unter Berücksichtigung des mechanisch mit dem Dampfe übergerissenen Wassers darf der Wasserverbrauch W_k pro Kilometer Bahnlänge achtmal grösser als der Kohlenverbrauch, also zu

$$W_k = 8 \cdot 0,00673\ Z = 0,0538\ Z \text{ Kilogramm} \quad \dots \quad 1)$$

und der Wasser- und Kohlenverbrauch zusammen zu

$$W_k + K_k = 0,06053\ Z \quad \dots \quad 2)$$

oder rund zu

$$W_k + K_k = 0,06\ Z \text{ Kilogramm} \quad \dots \quad 3)$$

angenommen werden.

Bei einer Zuggeschwindigkeit von v Kilometer pro Stunde ergiebt sich der stündliche Kohlenverbrauch K_s zu

$$K_s = 0,00673 \cdot Z \cdot v \text{ Kilogramm,}$$

der stündliche Wasserverbrauch W_s zu

$$W_s = 0,0538\ Z \cdot v \text{ Kilogramm}$$

und der stündliche Wasser- und Kohlenverbrauch $K_s + W_s$ zu

$$K_s + W_s = 0,06\ Z \cdot v \text{ Kilogramm.}$$

§ 4. Berechnung des Locomotivgewichts aus der Leistung. — Die abgeleiteten Formeln lassen auf die Heizfläche und auf das Locomotivgewicht bei verlangter Leistung schliessen.

Wird bei normaler Arbeit der stündliche Kohlenverbrauch pro Quadratmeter Heizfläche für die Güterzuglocomotive zu 4,2 und für die Personenzuglocomotive zu 5 Kilogramm angenommen, so ergiebt sich die erforderliche Heizfläche H bei der ersteren zu

$$H = \frac{K_s}{4,2} = \frac{0,00673 \cdot Z \cdot v}{4,2} = 0,0016\ Z \cdot v \text{ Quadratmeter} \quad \ldots \quad 4)$$

und bei der letzteren zu

$$H = \frac{K_s}{5} = \frac{0,00673 \cdot Z \cdot v}{5} = 0,00135\ Z \cdot v \text{ Quadratmeter} \quad \ldots \quad 5)$$

Das Locomotivgewicht bildet eine Function der Heizfläche, zu deren Ern lung von Grove eine grosse Zahl von Locomotiven miteinander verglichen ist.

Grove sagt bezüglich dieser Function am oben angegebenen Orte:

»Eine Vergleichung zahlreicher Locomotiven hat ergeben, dass Q durch H bestin wird; im Mittel kann gesetzt werden für Locomotiven mit besonderem Ten in dienstfähigem Zustande

$$Q = 15 + \frac{H}{6} \text{ Tonnen}$$

und für Tendermaschinen in dienstfähigem Zustande

$$Q_t = 11 + 0,3\ H \text{ Tonnen.}$$ [4])

Während die ausgeführten Locomotiven mit besonderem Tender aus den versd denen Fabriken keine erheblichen Abweichungen von der ersten Formel zeigen, kom solche bei Tendermaschinen bis zu $^1/_5$ des Werthes der zweiten Formel vor, was hau sächlich der verschiedenen Grösse der indirecten Heizfläche derselben und den Vorrät an Wasser und Brennmaterial zuzuschreiben ist. Die Locomotiven von Krauss & (in München besitzen indessen nur 0,7 bis 0,8 des nach obigen Formeln berechneten (wichts infolge der ausgedehnten Verwendung von Stahl und der äussersten Sparsamkeit Materialaufwande.«

Unter Benutzung der für H abgeleiteten und der Formeln von Grove ergi sich das Gewicht der Personenzuglocomotive mit besonderem Tender zu

$$Q_P = 15 + \frac{0,00135}{6} \cdot Z \cdot v$$
$$= 15 + 0,00023\ Z \cdot v \text{ Tonnen}$$

und das der Personentenderlocomotive zu

$$Q_{tP} = 11 + 0,3 \cdot 0,00135 \cdot Z \cdot v$$
$$= 11 + 0,0004\ Z \cdot v \cdot \text{Tonnen.}$$

Für Güterzuglocomotiven wird

$$Q_g = 15 + \frac{0,0016}{6} Z \cdot v$$
$$= 15 + 0,00027\ Z \cdot v \text{ Tonnen}$$

und für Gütertenderlocomotiven

$$Q_{tg} = 11 + 0,3 \cdot 0,0016\ Z \cdot v$$
$$= 11 + 0,0005\ Z \cdot v \text{ Tonnen.}$$

Die angegebenen Formeln sind nur bei normaler Leistung der Locomotive gültig. Wird die Maximalleistung der einundeinhalbfachen Normalleistung gleicl gesetzt, so ist

$$Q_P = 15 + 0,00015\ v \cdot Z \text{ Tonnen}$$
$$Q_{tP} = 11 + 0,00027\ v \cdot Z \quad -$$
$$Q_g = 15 + 0,00018\ v \cdot Z \quad -$$
$$Q_{tg} = 11 + 0,00032\ v \cdot Z \quad -$$

4) Es bezeichnet in diesen Formeln H die Heizfläche der Maschine in Quadratmetern Q das Gewicht der Locomotive allein, wenn ein besonderer Tender vorhanden ist, und Q_t da Gewicht der Tendermaschine.

Jede Steigerung der durchschnittlichen Leistung der Locomotive ist mit einer Verschlechterung des Güteverhältnisses der Heizfläche, also auch mit einer unverhältnissmässig starken Vergrösserung des Kohlenverbrauchs verbunden, wie ein Blick auf die Formel Nr. 6 von Grove

$$g_H = \sigma + (1+\sigma)\left(1-\frac{t}{T_1}\right)\left(1+e^{-\frac{k \cdot H}{s \cdot Q}}\right),$$

in welcher Q eine dem Kohlenverbrauche proportionale Zahl bezeichnet, beweist. Bei Verdoppelung des Brennmaterialaufwandes kann nur unter Verwendung guter und eigens zu diesem Zwecke reservirter Kohle die Leistung auf das Einundeinhalbfache, und das auch nur auf kurze Zeit, gesteigert werden. Es ist aus diesen Gründen dringend zu empfehlen, die Ansprüche an die Dampfbildung des Kessels nicht sehr hoch zu spannen und diesem daher eine so reichlich bemessene Heizfläche zu geben, dass die mittlere Leistung der Maschine die normale nicht überschreitet.

Die ermittelten Formeln setzen Locomotiven mit den üblichen Verhältnissen der directen zu der indirecten Feuerfläche voraus, bei welchen also die directe Heizfläche für Personenzuglocomotiven etwa $^1/_{12}$, und für Güterzuglocomotiven $^1/_{16}$ der Gesammtheizfläche beträgt.

Es ist nun klar, dass die in der Zeiteinheit zu verbrennende Kohlenmenge mit der Ausdehnung des Rostes wachsen darf, dass also von zwei Locomotiven mit gleichen Heizflächen die mit dem grösseren Roste und, da mit dem Roste auch die directe Heizfläche wächst, die mit der grösseren directen Heizfläche die leistungsfähigere — die mit der stärksten Dampfbildung pro Einheit der Gesammtheizfläche — ist. Berücksichtigt man aber, dass die Zeiten, während welcher gleiche Quanta von Feuerluft ihre Wärme an die Heizfläche abgeben, bei gleichen Heizflächen mit wachsenden Mengen der verbrannten Kohlen abnehmen, so wird ferner klar, dass die Heizgase der Maschine mit grösserem Roste mit höherer Temperatur durch den Schornstein entweichen als bei verminderter Verbrennung auf dem kleineren Roste der zweiten Maschine. Dieses Verhältniss wird durch die bessere Dampfbildung der directen gegenüber der indirecten Heizfläche nur gemildert, aber nicht aufgehoben.[5])

Da ferner das Gewicht des Kessels durch Vergrösserung der directen Heizfläche rascher steigt als durch Vergrösserung der indirecten Heizfläche, so leuchtet ein, dass

1) von zwei Locomotiven mit gleichen Heizflächen die mit der grösseren directen Heizfläche die leistungsfähigere, aber auch zugleich die schwerere ist, und dass

2) von zwei gleich schweren Locomotiven wiederum die mit der grösseren directen Heizfläche die leistungsfähigere, aber dabei auch diejenige ist, welche pro Kilogramm verbrannter Kohle die mindere Dampfbildung vermittelt.

Es ergiebt sich aus diesen Beziehungen, dass auch ohne eine Vermehrung ihres Gewichts die Leistung einer Locomotive über das durch unsere Formeln ausgedrückte Maass hinaus durch Vergrösserung der directen bei gleichzeitiger Verringerung der indirecten Heizfläche gesteigert werden kann, dass aber diese Steigerung

---

[5]) In Frankreich beurtheilt man häufig die Leistung der Locomotivkessel nicht nach der Gesammtheizfläche, sondern bringt nur die directe Heizfläche voll, die indirecte Heizfläche dagegen mit nur einem Drittheile in Rechnung. Die so ermittelte Heizfläche wird »potenzirte Heizfläche« genannt.

Für Personenzugmaschinen mit besonderen Tendern darf m zu durchschnittlich 1,6 und für Güterzugmaschinen mit besonderen Tendern zu durchschnittlich 1,5 angenommen werden.

Bei Personentender- und Gütertenderlocomotiven geht mQ in Q_{tP} und in Q_{tg} und W_q in W_{qt} über.[6])

Werden die für $Z \cdot v$ gewonnenen Werthe zur Berechnung des Locomotivgewichts benutzt, so ergiebt sich dieses für Personenzugmaschinen zu

$$Q_P = 15 + 0{,}00023\, Z \cdot v$$
$$= 15 + 0{,}00023\, \{P \cdot W_p + 1{,}6\, Q_p \cdot W_q + (P + 1{,}6\, Q_P)\, y\}\, v$$
$$= \frac{15 + 0{,}00023\, P\, (W_p + y) v}{1 - 0{,}00023 \cdot 1{,}6 (W_q + y) v} \text{ Tonnen} \quad \ldots . \quad 6)$$

und für Güterzugmaschinen zu

$$Q_g = 15 + 0{,}00027\, Z \cdot v$$
$$= \frac{15 + 0{,}00027\, P (W_p + y)\, v}{1 - 0{,}00027 \cdot 1{,}5 (W_q + y)\, v} \text{ Tonnen} \quad \ldots . \quad 7)$$

ferner für Personentendermaschinen zu

$$Q_{t \cdot P} = 11 + 0{,}0004\, Z \cdot v$$
$$= \frac{11 + 0{,}0004\, P (W_p + y) v}{1 - 0{,}0004\, (W_{qt} + y) v} \text{ Tonnen} \quad \ldots . \quad 8)$$

und für Gütertendermaschinen zu

$$Q_{tg} = 11 + 0{,}0005\, Z \cdot v$$
$$= \frac{11 + 0{,}0005\, P (W_p + y) v}{1 - 0{,}0005 \cdot (W_{qt} + y)\, v} \text{ Tonnen} \quad \ldots . \quad 9)$$

Zur Berechnung des Locomotivgewichts bedarf es noch der Ermittlung der Widerstände W_p und W_q der Locomotiven und Wagen und der mittleren Bahnneigung y.

§ 6. Eigenwiderstand der Locomotive und Wagen. — Nach den von Georg Meyer im III. Bande II. Cap. dieses Werkes angegebenen Welkner'schen Formeln ergiebt sich der Eigenwiderstand von Locomotive und Tender in der Horizontalen und pro Tonne Gewicht zu

$W_g = 6 + 0{,}0044\, v^2$ Kilogramm für ungekuppelte Locomotiven,

$W_g = 8 + 0{,}0044\, v^2$ Kilogramm für einfach gekuppelte Locomotiven,

$W_g = 12 + 0{,}0044\, v^2$ Kilogramm für zweifach gekuppelte Locomotiven,

wenn die Geschwindigkeit v in Kilometern pro Stunde ausgedrückt wird. Für dreifach gekuppelte Locomotiven darf, wenn das Steigen des von der Zuggeschwindigkeit unabhängigen Widerstandes zu 6 Kilogramm pro Tonne Locomotivgewicht angenommen wird,

$$W_g = 18 + 0{,}0044\, v^2 \text{ Kilogramm}$$

gesetzt werden.

---

6) Das Gewicht des Tenders mit Füllung ist bei dieser Rechnung halb so gross als das der Gütermaschine und 0,6 so gross als das der Personenmaschine angenommen. Diese Gewichte sind etwas grösser gewählt, als sie bei mittlerer Füllung des Tenders zutreffen. Der Führer verbraucht nur in Nothfällen das ganze Wasser des Tenders, weil bei fast geleertem Tender die Injecteure schlecht ziehen; da es ausserdem nie ganz sicher ist, ob auf der nächsten Wasser- und Kohlenstation auch Wasser und Kohlen vorhanden oder ob der Weg zu den betreffenden Orten frei ist, so benutzt der Führer jede passende Gelegenheit um so lieber, namentlich den Wasservorrath zu ergänzen, als auch überdies das grössere Tendergewicht die Wirkung der Tenderbremse verstärkt. Die mittlere Tenderfüllung fällt aus diesen Gründen erheblich geringer aus als die Durchschnittsfüllung.

Der Eigenwiderstand W_p von Wagen ist am gleichen Orte nach Versuchen, die von Vuillemin, Dieudonné und Guébhard auf der Französischen Ostbahn angestellt sind, für Güterzüge, welche mit Geschwindigkeiten von 12 bis 32 Kilometer pro Stunde fahren, zu

$$W_p = 1{,}65 + 0{,}05\, v \text{ Kilogramm}$$

und für Personen- und gemischte Züge, welche mit Geschwindigkeiten von 32 bis 50 Kilometer pro Stunde fahren, zu

$$W_p = 1{,}8 + 0{,}08 + \frac{0{,}009\, A \cdot v^2}{P} \text{ Kilogramm}$$

angegeben.

In der letzten Formel bezeichnet $\frac{0{,}009\, A v^2}{P}$ den Einfluss des die Stirnfläche des Zuges treffenden Windes auf die Vermehrung der Zugkraft.

Da die Locomotive mit ihrem grossen Schutzdache die Stirnfläche des Zuges repräsentirt, so fällt der entsprechende Factor bei Anwendung der Formeln von Welkner für den Eigenwiderstand der Locomotive bei der Berechnung von W_p fort, sobald sich eine Locomotive vor dem Zuge befindet.[7]

Die zur Ermittlung des Eigenwiderstandes der Locomotiven nach Angaben von Welkner aufgestellten Formeln setzen stets das Vorhandensein eines besonderen Tenders voraus. Da der Widerstand, welchen der Tender seiner Fortbewegung entgegensetzt, geringer ausfällt als der der Locomotive allein, so bedarf es der Ableitung besonderer Widerstandsformeln für Tenderlocomotiven.

Bezeichnen:

Q das Gewicht der Locomotive allein resp. der Tenderlocomotive.
T (gleich $(m-1)Q$ der früheren Formeln) das Gewicht des Tenders allein,
$W_g = A + Bv^2$ den Widerstand in Kilogrammen von Locomotive und Tender in der Horizontalen pro Tonne (die Coefficienten A und B entsprechen denen der Formeln von Welkner),
$W_t = a + bv$ den Widerstand in Kilogrammen und in der Horizontalen pro Tonne Tendergewicht,

---

[7]) Nach zahlreichen Versuchen, welche auf der Köln-Mindener Bahn in den Jahren 1865—1866 und 1869—1870 mit einem eigens zur Ermittlung der Zugwiderstände zusammengestellten und aus offenen zweiachsigen Wagen bestehenden Versuchszuge gemacht wurden, erscheint es als unzweifelhaft, dass der Widerstand beladener und unbeladener Züge verschieden ausfällt. Nach diesen Versuchen stellte sich der Eigenwiderstand der betreffenden Wagen in gerader Strecke und bei Windstille pro Tonne Wagengewicht auf

$$W_P = 0{,}7788 + 0{,}08412 \cdot v \cdot \text{Kilogramm für den unbeladenen Zug}$$

und auf

$$W_P = 0{,}946 + 0{,}03072\, v \text{ Kilogramm für den beladenen Zug.}$$

Werden auch die Versuche mit berücksichtigt, die zwar auf horizontaler Strecke, aber bei Wind und in Curven angestellt sind, so ergiebt sich der Widerstand pro Tonne Zuggewicht zu

$$W_P = 1{,}2 + 0{,}09\, v \text{ Kilogramm für den unbeladenen Zug}$$

und zu

$$W_P = 1{,}2 + 0{,}040 \text{ Kilogramm für den beladenen Zug.}$$

Aus den letzten beiden Formeln berechnet sich die Widerstandsvermehrung W_L durch die Ladung pro Tonne zu

$$W_L = 1{,}2 + 0{,}015\, v \text{ Kilogramm.}$$

$W_{qt} = A_1 + B_1 v^2$ den Widerstand in Kilogrammen und in der Horizontalen pro Tonne Gewicht der Locomotive,

so muss:

$$(Q+T)(A+Bv^2) = Q(A_1+B_1 v^2) + T(a+bv)$$

oder

$$(Q+T)A + (Q+T)Bv^2 = QA_1 + T \cdot a + Q \cdot B_1 \cdot v^2 + Tbv$$

sein.

Werden die von der Zuggeschwindigkeit v abhängigen und die von derselben unabhängigen Factoren einander gleich gesetzt, so ist

$$(Q+T)A = Q \cdot A_1 + T \cdot a$$

und

$$(Q+T)Bv^2 = QB_1 v^2 + Tb \cdot v.$$

Aus der ersten Beziehung ergiebt sich der Coefficient A_1 zu

$$A_1 = \frac{(Q+T)A - T \cdot a}{Q}$$

und aus der zweiten der Coefficient B_1 zu

$$B_1 = \frac{(Q+T)B \cdot v^2 - T \cdot b \cdot v}{Q \cdot v^2}$$

$$= \frac{(Q+T)B}{Q} - \frac{T \cdot b}{v \cdot Q}.$$

Unter Vernachlässigung des letzten Gliedes dieser Formel ergiebt sich B_1 zu

$$B_1 = \frac{(Q+T) \cdot B}{Q}.$$

Wird das Tendergewicht T für Güterzugmaschinen zu $0,5\,Q$ und bei Personenzugmaschinen zu $0,6\,Q$ und der Coefficient a zu 1,5 angenommen, so ergiebt sich A_1 zu

$$A_1 = \frac{(Q+0,5\,Q)12 - 0,5\,Q \cdot 1,5}{Q} = 17,1$$

für Gütertendermaschinen mit drei gekuppelten Achsen und zu

$$A_1 = \frac{(Q+0,5\,Q)18 - 0,5\,Q \cdot 1,5}{Q} = 26,1$$

für Gütertendermaschinen mit vier gekuppelten Achsen, ferner zu

$$A_1 = \frac{(Q+0,6\,Q)8 - 0.6\,Q \cdot 1,5}{Q} = 11,9$$

für Personentendermaschinen mit zwei gekuppelten Achsen und zu

$$A_1 = \frac{(Q+0,6\,Q)12 - 0,6\,Q \cdot 1,5}{Q} = 18,3$$

für Personentendermaschinen mit drei gekuppelten Achsen.

Der Coefficient B_1 berechnet sich aus der Beziehung

$$B_1 = \frac{(Q+T)B}{Q}$$

zu

$$B_1 = \frac{(Q+0,5\,Q)0,0044}{Q} = 0,0066$$

für Gütertendermaschinen und zu

$$B_1 = \frac{(Q+0,6\,Q)0.0044}{Q} = 0,00704$$

Nach der Aufgabe ist

$$P = 50 \text{ Tonnen}$$
$$v = 40$$
$$y = 12$$
$$x = 20.$$

Nach der Formel Nr. 6 berechnet sich das Gewicht Q_P der Maschine mit besonderem Tender, jedoch ohne den letzteren, welche im Stande ist, den betreffenden Zug vorschriftsmässig zu befördern, zu

$$Q_P = \frac{15 + 0{,}00023\, P(W_p + y)v}{1 - 0{,}00023 \cdot 1{,}6(W_q + y)v} \text{ Tonnen.}$$

Der Eigenwiderstand W_p der Wagen darf pro Tonne zu

$$W_p = 1{,}65 + 0{,}05 \cdot 40 = 3{,}65 \text{ Kilogramm}$$

in der Horizontalen, und der W_q der Locomotive unter der Voraussetzung, dass dieselbe nur einfach gekuppelt zu sein braucht, zu

$$W_q = 8 + 0{,}0044 \cdot 40^2 = 15{,}04 \text{ Kilogramm}$$

angenommen werden.

Durch Einsetzung dieser Zahlen und der betreffenden Werthe für P, y und v in die Formel für Q_P, wird

$$Q_P = \frac{15 + 0{,}00023 \cdot 50\,(3{,}65 + 12)40}{1 - 0{,}00023 \cdot 1{,}6\,(15{,}04 + 12)40}$$
$$= \frac{15 + 7{,}199}{1 - 0{,}398} = 36{,}9 \text{ Tonnen.}$$

Das Gewicht des zugehörigen Tenders ergiebt sich zu

$$0{,}6 \cdot 36{,}9 = 22{,}1 \text{ Tonnen,}$$

also das Gewicht von Maschine und Tender zusammen zu

$$m \cdot Q = 36{,}9 + 22{,}1 = 57 \text{ Tonnen.}$$

Es erübrigt noch zu untersuchen, ob das adhärirende Gewicht der Maschine genügt, den Zug in der Maximalsteigung zu befördern.

Wird die Zuggeschwindigkeit in der Maximalsteigung auf 30 Kilometer pro Stunde unter der Voraussetzung ermässigt, dass der dadurch entstehende Zeitverlust in der Bahnstrecke wieder eingeholt wird, deren Steigungen hinter der mittleren Steigung zurückbleiben, so berechnet sich der Zugwiderstand in der Maximalsteigung zu

$$P \cdot W_p = 50\;(1{,}65 + 0{,}05 \cdot 30 + 20)$$
$$= 1157{,}5 \text{ Kilogramm}$$

und der Eigenwiderstand der Locomotive und des Tenders zu

$$m \cdot Q \cdot W_q = 57\;(8 + 0{,}0044 \cdot 30^2 + 20) \text{ Kilogramm.}$$

Von diesem Eigenwiderstande der Locomotive kommt der Theil für die Berechnung des erforderlichen adhärirenden Gewichts nicht in Frage, welcher aus der Reibung der Maschinentheile gegeneinander resultirt. Bleibt der ganze, von der Bahnneigung und der Geschwindigkeit unabhängige Theil des Widerstandes, also der Werth $57 \cdot 8$ unberücksichtigt, so fällt der in Rechnung gezogene Widerstand nur um den Einfluss der rollenden Reibung zu klein aus, der begangene Fehler ist also nur gering.

Der Werth von

$$57(0{,}0044 \cdot 30^2 + 20)$$

berechnet sich zu 1365,7, das erforderliche adhärirende Gewicht der Locomotive demnach zu 17662 Kilogramm oder zu 17,7 Tonnen, wenn der Adhäsionscoefficient f zu $^1/_7$ angenommen wird. [11])

---

[11]) Die mittlere Zugkraft fällt nicht mit der Maximalzugkraft zusammen, diese tritt vielmehr bei jeder Treibradumdrehung 4 mal und zwar stets dann auf, wenn die Winkel, welche die Kurbeln mit den Achsen der Cylinder bilden, ein Vielfaches von 45° werden. Die Maximalzugkraft ist bei den üblichen Abmessungen der Locomotiven etwa 1,2 mal grösser als die mittlere. Soll bei unserer Locomotive auch bei diesen Kurbelstellungen ein Schleudern der Räder nicht zu befürchten sein,

Das mit 36,9 Tonnen berechnete Gewicht der Locomotive macht ihre Unterstützung durch drei Achsen nöthig, von denen jedoch, wegen des geringen erforderlichen adhärirenden Gewichts, nur zwei Achsen gekuppelt zu sein brauchen.

Soll der Zug durch eine einfach gekuppelte Tendermaschine befördert werden, so berechnet sich das Gewicht derselben nach der Formel Nr. 8 zu

$$Q_{tP} = \frac{11 + 0,0004 P \cdot (W_p + y) v}{1 - 0,0004 (W_g + y) v}$$

$$= \frac{11 + 0,0004 \cdot 50 (3,65 + 12) 40}{1 - 0,0004 (23,1 + 12) 40}$$

$$= \frac{11 + 13,833}{1 - 0,576} = 58,6 \text{ Tonnen,}$$

da W_g nach den für Tendermaschinen aufgestellten Formeln zu

$$W_g = 11,9 + 0,007 \cdot 40^2 = 23,1 \text{ Kilogramm}$$

anzunehmen ist.

Das Gewicht der Tendermaschine muss demnach noch um 1,6 Tonnen grösser werden als das der Locomotive incl. des besonderen Tenders, die Tenderlocomotive ist also unter den gestellten Betriebsbedingungen selbst dann nicht zu empfehlen, wenn von dem Umstande abgesehen wird, dass ihr Eigenwiderstand bei gleichem Gewichte erheblich grösser ausfällt, als der der Locomotive mit besonderem Tender.

Die Betriebsbedingungen gestalten sich günstiger für die Tendermaschine, wenn die zu 40 Kilometer angenommene Zuggeschwindigkeit ermässigt und desgleichen, wenn die Steigung y vergrössert wird.

Soll auf der gleichen Strecke ein Güterzug im Gewichte von 150 Tonnen durch zweifach gekuppelte Maschinen mit der mittleren Zuggeschwindigkeit von 16 Kilometer pro Stunde befördert werden, so berechnet sich Q_g nach der Formel Nr. 7 zu

$$Q_g = \frac{15 + 0,00027 \cdot 150 (1,65 + 0,05 \cdot 16 + 12) 16}{1 - 0,00027 \cdot 1,5 (12 + 0,0044 \cdot 16^2 + 12) 16}$$

$$= \frac{15 + 9,364}{1 - 0,163} = 29,1 \text{ Tonnen}$$

und das Gewicht $m Q$ von Locomotive und Tender zusammen zu

$$m \cdot Q = 1,5 \cdot Q_g = 1,5 \cdot 29,1 = 43,7 \text{ Tonnen,}$$

und nach der Formel Nr. 9 das Gewicht der betreffenden Tenderlocomotive zu

$$Q_{tg} = \frac{11 + 0,0005 \cdot 150 (1,65 + 0,05 \cdot 16 + 12) 16}{1 - 0,0005 (17,1 + 0,007 \cdot 16^2 + 12) 16}$$

$$= \frac{11 + 17,34}{1 - 0,247} = 37,6 \text{ Tonnen.}$$

Wird die Zuggeschwindigkeit in der Maximalsteigung der Bahn auf 12 Kilometer pro Stunde ermässigt, so beträgt der Widerstand des Zuges in derselben

$$P \cdot W_p = 150 (1,65 + 0,05 \cdot 12 + 20) = 3338 \text{ Kilogramm}$$

und der für die Adhäsion in Frage kommende Widerstand der Maschine mit besonderem Tender

$$43,7 (0,0044 \cdot 12^2 + 20) = 902 \text{ Kilogramm,}$$

also das erforderliche adhärirende Gewicht der Maschine

$$(3338 + 902) 7 = 29680 \text{ Kilogramm}$$

---

so ist das mit 17,7 Tonnen berechnete erforderliche adhärirende Gewicht auf $1,2 \cdot 17,7 = 21,1$ Tonnen zu erhöhen.

Die Maximalsteigungen pflegen im Verhältniss zur ganzen Bahnstrecke nur kurz auszufallen, und es ist daher nicht überall nöthig, das adhärirende Gewicht nach der in ihnen erforderlichen Zugkraft zu bemessen, weil der Sandstreuer ein Mittel bietet, die Adhäsion auf nicht zu lange Zeit erheblich zu verstärken.

oder 29,7 Tonnen, es ist demnach bei der Maschine mit besonderem Tender nicht das wegen der Dampfproduction, sondern das wegen der nöthigen Adhäsion erforderliche Gewicht für die Construction der Maschine maassgebend.

Wird Q_g auf 30 Tonnen und $m\,Q$ auf 45 Tonnen erhöht, so berechnet sich der durchschnittliche Eigenwiderstand der Maschine mit Tender zu

$$m \cdot Q\,(W_q + y) = 45\,(12 + 0{,}0044 \cdot 16^2 + 12)$$
$$= 1131 \text{ Kilogramm}$$

und der der Tendermaschine zu

$$Q_{tg}\,(W_q + y) = 37{,}6\,(17{,}1 + 0{,}007 \cdot 16^2 + 12)$$
$$= 1162 \text{ Kilogramm,}$$

es ist also bei den gegebenen Betriebsbedingungen die Maschine mit besonderem Tender wieder die vortheilhaftere, weil sie, trotz des grösseren Eigengewichts, ihrer eigenen Fortbewegung den geringeren Widerstand entgegensetzt.

§ 8. Betriebsbedingungen, unter welchen Maschinen mit besonderen Tendern und Tendermaschinen gleich günstig arbeiten. — Werden die Eigenwiderstände der verschiedenen Locomotivgattungen nach den Gewichten berechnet, welche aus den Formeln 6 bis 9 ermittelt werden können, und für Personen- und Personentendermaschinen und ferner für Güter- und Gütertendermaschinen einander gleich gesetzt, so erhält man durch Auflösung der Gleichungen nach P die Grenzwerthe für die Zugbelastung, und durch Auflösung nach y die Grenzwerthe für die Steigungen, in welchen die Anwendung von Tendermaschinen in Frage kommt.

Ist das Gewicht von Locomotive und Tender zusammen m mal grösser als das der Locomotive allein, und wird zur Vereinfachung der Rechnung angenommen, dass der Widerstand W_{qt} einer jeden Tonne Gewichts der Tendermaschine in der Horizontalen dem von 1,5 Tonnen der Maschine mit besonderem Tender gleich ist, so ergiebt sich das Gewicht der Locomotive und des Tenders zusammen allgemein zu

$$m \cdot \frac{15 + A \cdot P(W_p + y)v}{1 - A \cdot m(W_q + y)v} \text{ Tonnen}$$

und der entsprechende Widerstand in der Steigung y zu

$$m \cdot \frac{15 + AP(W_p + y)v}{1 - A \cdot m(W_q + y)v}\,(W_q + y) \text{ Kilogramm}$$

und der Widerstand der Tendermaschine in der Steigung y zu

$$\frac{11 + B \cdot P(W_p + y)\,v}{1 - B \cdot (1{,}5\,W_q + y)\,v}(1{,}5\,W_q + y) \text{ Kilogramm.}$$

Durch Gleichsetzung beider Widerstände erhält man die Beziehung:

$$m \cdot \frac{15 + AP(W_p + y)v}{1 - A \cdot m(W_q + y)v}\,(W_q + y) = \frac{11 + B \cdot P(W_p + y)v}{1 - B(1{,}5\,W_q + y)v}\,(1{,}5\,W_q + y).$$

Wird in dieser Formel

$$1 - Am(W_q + y)v \text{ mit } M$$

und

$$1 - B(1{,}5\,W_q + y)v \text{ mit } N$$

bezeichnet, so ist

$$m\,\frac{15 + AP(W_p + y)v}{M}\,(W_q + y) = \frac{11 + B \cdot P(W_p + y)v}{N}\,(1{,}5\,W_q + y)$$

und, wenn die Gleichung für P aufgelöst wird

$$P = \frac{11 \cdot M\,(1{,}5\,W_q + y) - 15 \cdot N \cdot m\,(W_q + y)}{\{A \cdot N \cdot m(W_q + y) - B \cdot M\,(1{,}5\,W_q + y)\}\,(W_p + y)\,v} \text{ Tonnen.}$$

Durch Wiedereinsetzung der Werthe für M und N in diese Gleichung geht die letzte Formel in:

$$P = \frac{15 \cdot m(W_q + y) - (1{,}5\, W_q + y)}{\{B(1{,}5\, W_q + y) - A \cdot m(W_q + y)\}\{W_p + y\}\, v} \text{ Tonnen}$$

über.

Ist für Personenzugmaschinen

$m = 1{,}6$
$A = 0{,}00023$ (nach Formel Nr. 6)
$B = 0{,}0004$ (nach Formel Nr. 8),

so wird

$$P = \frac{7{,}5\, W_q + 13y}{(0{,}000232\, W_q + 0{,}000032 y)(W_p + y) v} \text{ Tonnen} \quad \ldots \quad 10)$$

Für Güterzugmaschinen ist zu setzen

$m = 1{,}5$
$A = 0{,}00027$ (nach Formel Nr. 7)
$B = 0{,}0005$ (nach Formel Nr. 9);

es wird demnach

$$P = \frac{6 \cdot W_q + 11{,}5 y}{(0{,}000345\, W_q + 0{,}000095 y)(W_p + y) v} \text{ Tonnen} \quad \ldots \quad 11)$$

Bei der Ableitung der Formeln 10) und 11) ist auf das zur Verhinderung des Gleitens der Räder erforderliche adhärirende Gewicht keine Rücksicht genommen, sondern nur die Dampfproduction des Kessels und der Dampfconsum der Maschine für die Bestimmung der in Frage kommenden Factoren maassgebend gemacht. Es muss aus diesem Grunde in jedem einzelnen Falle noch untersucht werden, ob bei dem vorhandenen Zuggewichte in den maassgebenden Steigungen nicht ein Gleiten der Räder zu befürchten steht.

Der oben zu

$$\frac{11 + B \cdot P(W_p + y) v}{1 - B(1{,}5\, W_q + y) v}\,(1{,}5\, W_q + y)$$

ermittelte Widerstand der Tendermaschine wächst mit zunehmendem Zuggewichte P rascher als der Widerstand

$$m\, \frac{15 + A \cdot P(W_p + y) v}{1 - A \cdot m(W_q + y) v} \cdot (W_q + y)$$

der Maschine mit besonderem Tender, wie man sich leicht überzeugt, wenn für A, B und m die betreffenden Zahlen in diese Ausdrücke eingesetzt werden.

Wenn für

$$P = \frac{15 \cdot m(W_q + y) - 11(1{,}5\, W_q + y)}{\{B \cdot (1{,}5\, W_q + y) - A \cdot m \cdot (W_q + y)\}\{W_p + y\} \cdot v}$$

die Widerstände beider Maschinengattungen gleich ausfallen, so ist ersichtlich, dass der Betrieb nur so lange am vortheilhaftesten durch Tenderlocomotiven bewirkt wird, als

$$P < \frac{15^m(W_q + y) - 11(1{,}5\, W_q + y)}{\{B(1{,}5\, W_q + y) - A \cdot m(W_q + y)\}\{W_p + y\} v}$$

bleibt.

Für Geschwindigkeiten von 25 bis 35 Kilometer von Personenzügen in Gebirgsstrecken darf für einfach gekuppelte Locomotiven $W_q = 12$ und $W_p = 3{,}2$

gesetzt werden; durch Benutzung dieser Zahlen für die Formel 10) geht der Ausdruck für P in

$$P = \frac{7,5 \cdot 12 + 13y}{(0,000232 \cdot 12 + 0,000032y)(3,2+y)v}$$
$$= \frac{90 + 13y}{(0,002784 + 0,000032y)(3,2+y)v}$$

über.

Werden für y der Reihe nach in diese Formel die Zahlen 5, 10, 15 und 20 eingesetzt, so berechnen sich die oberen Grenzwerthe für die Zugstärken. bei denen der Betrieb durch Tendermaschinen vortheilhaft bleibt, zu

$\frac{6420}{v}$ Tonnen, $\frac{5370}{v}$ Tonnen,

$\frac{4800}{v}$ Tonnen, $\frac{4410}{v}$ Tonnen.

Bei einer Zuggeschwindigkeit von $v = 35$ Kilometer pro Stunde ist der Betrieb durch Maschinen mit besonderen Tendern zu vermitteln, sobald

$P > 183$ Tonnen wird, wenn $y = 5$ ist,
$P > 153$ - - - $y = 10$ -
$P > 137$ - - - $y = 15$ -
$P > 126$ - - - $y = 20$ - .

Die Untersuchung, inwieweit das adhärirende Gewicht der Locomotive, deren Gesammtgewicht (exclusive Tendergewicht) nach den Formeln 6) bis 9) zu ermitteln ist, zur Beförderung dieser Züge in den angegebenen Steigungen genügt, und in welchen Fällen es zur Anwendung einer minder vortheilhaften Locomotivconstruction zwingt, ist leicht zu machen und braucht demnach hier nicht durchgeführt zu werden.

Sollen Güterzüge auf einer Gebirgsstrecke mit obigen Steigungen und mit einer Geschwindigkeit von 10 bis 20 Kilometer pro Stunde durch zweifach gekuppelte Güterzugmaschinen befördert werden, so ist P nach der Formel Nr. 11) zu berechnen. Wird W_q zu 13 und W_p zu 2,5 angenommen, so ergiebt sich das Zuggewicht zu:

$$P = \frac{78 + 11,5y}{(0,005385 + 0,000095y)(2,5+y)v}$$

und ist die Maschine mit besonderem Tender am vortheilhaftesten, wenn für $v = 12$

$P > 256$ Tonnen wird, wenn $y = 5$ ist,
$P > 203$ - - - $y = 10$ -
$P > 175$ - - - $y = 15$ -
$P > 156$ - - - $y = 20$ - .

Der Grund, weshalb mit zunehmenden Ansprüchen an die Leistungsfähigkeit der Locomotiven die Brauchbarkeit der Tendermaschinen gegenüber denen mit besonderen Tendern abnimmt, ist in dem Umstande zu suchen, dass ihr Gewicht mit der Heizfläche weit rascher zunimmt als das der Locomotiven mit besonderen Tendern.

Nach den technischen Vereinbarungen darf jede Achse bis zu 14 Tonnen belastet werden, es darf demnach die Locomotive wiegen:

28 Tonnen, wenn sie durch 2 Achsen getragen wird,
42 - - - - 3 - - -
56 - - - - 4 - - -

Die diesen Gewichten entsprechenden Heizflächen ergeben sich nach den Formeln von Grove zu

$H = 78$ qm und $H = 57$ qm für die Maschine mit 2 Achsen.
$H = 162$ - - $H = 130$ - - - - - 3 -
$H = 246$ - - $H = 150$ - - - - - 4 -

wobei die grösseren Zahlen den Maschinen mit besonderen Tendern und die kleineren den Tendermaschinen entsprechen.

Die nach den Heizflächen zu beurtheilende Leistungsfähigkeit der Tendermaschinen beträgt nach diesen Zahlen durchschnittlich noch nicht zwei Dritttheile von der der gleich schweren Locomotiven mit besonderen Tendern.

§ 9. Längen der Bahnstrecken, über die beide Maschinengattungen gleich schwere Züge befördern können. — Wird der Eigenwiderstand des Tenders, welchen dieser seiner Fortbewegung in der Horizontalen entgegensetzt, mit W_p bezeichnet und angenommen, dass das adhärirende und das ganze auf sämmtlichen Achsen der Maschine ruhende Gewicht bei dem Beginne der Fahrt für beide Maschinen gleich ist, so fällt die am Zughaken gemessene Zugkraft in der Bahnsteigung y der Tenderlocomotive um

$$T(y + W_p) \text{ Kilogramm}$$

grösser aus, als bei der Maschine mit besonderem Tender, wenn das Gewicht des letzteren T Tonnen beträgt und das ganze vorhandene adhärirende Gewicht für die Zugkraft nutzbar gemacht wird.

Der Verbrauch an Wasser und Kohlen ist weiter oben pro Kilometer Fahrt zu

$$W_k + K_k = 0{,}06\, Z \text{ Kilogramm}$$

ermittelt, wobei Z der ganzen von der Maschine entwickelten und auf den Umfang der Treibräder bezogenen Zugkraft, incl. der Kraft, welche zur Ueberwindung der Reibung der Maschinentheile erforderlich ist, entsprach.

Bezeichnet

$Q = Q_t$ das Gewicht der Maschine allein, respective der Tenderlocomotive in Tonnen bei dem Beginne der Fahrt,
$Q_a = Q_{ta}$ das adhärirende Gewicht in Tonnen bei dem Beginne der Fahrt und
f den Adhäsionscoefficienten,

so sind Q und Q_a constant, und nehmen Q_t und Q_{ta} dem Kohlen- und Wasserverbrauche der Tendermaschine entsprechend ab. Es fällt die auf den eigentlichen Zug übertragene Zugkraft der Tenderlocomotive bei dem Beginne der Fahrt um

$$(W_p + y)\, T \text{ Kilogramm}$$

grösser aus, als bei der Maschine mit besonderem Tender.

Aendert sich für die Tendermaschine bei dem Verbrauche an Speisematerial nicht das Verhältniss des adhärirenden Gewichtes zu dem Gesammtgewichte der Locomotive, so nimmt das adhärirende Gewicht um

$$0{,}06 \cdot Z \cdot S \cdot \frac{Q_{ta}}{Q_t} \text{ Kilogramm}$$

und die Zugkraft um

$$0{,}06\, Z \cdot S \cdot \frac{Q_{ta}}{Q_t} f \text{ Kilogramm}$$

ab, nachdem die Maschine eine Bahnstrecke von S Kilometer unter Ausübung einer Zugkraft von Z Kilogramm durchfahren hat.

Wird dieser Verlust an Zugkraft dem Widerstande des Tenders in der Steigung y gleich gesetzt, so ist

$$T(W_p+y) = 0{,}06\, Z \cdot S\, \frac{Q_{ta}}{Q_t} \cdot f$$

also

$$S = \frac{T(W_p+y)\, Q_t}{0{,}06\, Z \cdot f \cdot Q_{ta}}$$

oder

$$S = \frac{T \cdot (W_p+y)\, Q_t}{60 \cdot f^2 \cdot Q_{ta}^2} \quad \ldots\ldots \quad 12)$$

wenn annähernd die Zugkraft

$$Z = f \cdot Q_{ta} \cdot 1000 \text{ Kilogramm},$$

also dem vorhandenen adhärirenden Gewichte mal dem Adhäsionscoefficienten gleich gesetzt wird.

Ist $Q_t = Q_{ta}$,

sind also sämmtliche Achsen der Locomotive (Güterzugmaschine) gekuppelt, so geht S in

$$S = \frac{T(W_p+y)}{60 \cdot f^2 \cdot Q_t}$$

und ferner, wenn

$$T = \frac{Q_t}{2} \text{ ist, in}$$

$$S = \frac{W_p + y}{120 \cdot f^2} \text{ über.}$$

Für $f = {}^1/_7$ wird

$$S = 0{,}41\ (W_p+y).$$

Ist bei Personenzugmaschinen

$$Q_{ta} = {}^2/_3\, Q_t \text{ und}$$
$$T = 0{,}6\, Q_t = 0{,}9\, Q_{ta},$$

so geht der Ausdruck

$$\frac{T(W_p+y)\, Q_t}{60 \cdot f^2 \cdot Q_{ta}^2} \text{ in}$$

$$\frac{0{,}9 \cdot (W_p+y) \cdot 3}{60 \cdot f^2 \cdot 2}$$

über, es wird also

$$S = \frac{9\,(W_p+y)}{400 \cdot f^2}$$

oder für $f = {}^1/_7$

$$S = 1{,}1\,(W_p+y).$$

Wird W_p für Güterzüge zu 2,5 und für Personenzüge zu 4 Kilogramm pro Tonne Gewicht angenommen und werden für y der Reihe nach die Zahlen 0; 5; 10; 15; 20 und 25 in die beiden Formeln für S eingesetzt, so wird für

$$S = 0{,}41\,(2{,}5 + y)$$

$S = 1{,}0$ Kilometer, wenn $y = 0$ ist,
$S = 3{,}1$ - - $y = 5$ -
$S = 5{,}1$ - - $y = 10$ -
$S = 7{,}2$ - - $y = 15$ -
$S = 9{,}2$ - - $y = 20$ -
$S = 11{,}3$ - - $y = 25$ -

und für $S = 1{,}1\,(4 + y)$

$S = 4{,}4$ Kilometer, wenn $y = 0$ ist.
$S = 9{,}9$ - - $y = 5$ -
$S = 15{,}4$ - - $y = 10$ -

$S = 20,9$ Kilometer, wenn $y = 15$ ist.
$S = 26,4$ - - $y = 20$ -
$S = 31,9$ - - $y = 25$ -

§ 10. Abhängigkeit der Entfernung der Wasserstationen von dem Wasservorrathe der Tendermaschinen. — Es erübrigt noch zu untersuchen, wie weit der Wasservorrath der Tendermaschinen bei der Fahrt reicht und nach welchen durchfahrenen Strecken er erneuert werden muss.

Die Maschine verbraucht pro Kilometer Fahrt:

$$0,00673 \cdot Z \text{ Kilogramm Kohlen und}$$
$$0,0538 \cdot Z \text{ Kilogramm Wasser.}$$

Wird die Zugkraft der Tendermaschine nach ihrem adhärirenden Gewichte bemessen, so beträgt Z, wenn ihr Widerstand in der Horizontalen unberücksichtigt bleibt

$$Z = Q_{ta} \cdot f \cdot 1000 \text{ Kilogramm,}$$

es berechnet sich also der Wasserverbrauch W_k pro Kilometer Fahrt zu

$$W_k = 0,0538 \cdot Q_{ta} \cdot f \cdot 1000 \text{ Kilogramm}$$

oder zu

$$W_k = 7,7 \cdot Q_{ta} \text{ Kilogramm}$$

und zu
$$W_k \cdot S = 7,7 \cdot Q_{ta} \cdot S \text{ Kilogramm}$$

bei der Fahrt durch eine Bahnstrecke von S Kilometer Länge, wenn f zu $^1/_7$ angenommen wird.

Beträgt der Wasservorrath der Tendermaschine $\frac{Q_t}{n}$ Kilogramm, so ist dieser Vorrath aufgebraucht, sobald

$$7,7 \cdot Q_{ta} \cdot S = \frac{Q_t}{n}$$

ist, es reicht also der Wasservorrath zum Durchfahren einer

$$S = \frac{Q_t}{n \cdot 7,7 \cdot Q_{ta}} \text{ Kilometer}$$

langen Strecke aus.

Wird wieder für Gütertenderlocomotiven

$$Q_t = Q_{ta}$$

und für Personentenderlocomotiven

$$Q_t = {^3/_2}\, Q_{ta}$$

gesetzt, und ist für erstere

$$n = \frac{14}{1000}$$

und für letztere

$$n = \frac{10}{1000},$$

so ergiebt sich die Maximalentfernung S der Wasserstationen bei Anwendung von Tendermaschinen zu

$$S = \frac{1000}{14 \cdot 7,7} = 9,3 \text{ Kilometer,}$$

für Gütertenderlocomotiven und

$$S = \frac{3 \cdot 1000}{10 \cdot 7,7 \cdot 2} = 19,5$$

für Personentendermaschinen, es dürfen demnach Bahnstrecken mit Steigungen, deren Ueberwindung das volle adhärirende Gewicht der Maschinen erfordern, nicht länger als 19,5 Kilometer für den Personenverkehr und nicht länger als 9,3 Kilometer für

den Güterverkehr angeordnet werden, wenn der Betrieb durch Tenderlocomotiven mit obigen Fassungsräumen für Wasser bewirkt werden soll.

Die angestellten Berechnungen liefern das nöthige Material zur Beantwortung der Frage, in welchen Fällen sich die Vermittlung des Betriebes durch Tendermaschinen empfiehlt und wann vortheilhafter Locomotiven mit besonderen Tendern anzuwenden sind.

Das Gewicht der in Frage kommenden Locomotiven ist in jedem Falle doppelt, und zwar einmal nach der verlangten Leistung und zweitens nach der erforderlichen Adhäsion zu berechnen, und sind die schwersten der so ermittelten Locomotiven dem Vergleiche zu Grunde zu legen.

§ 11. Recapitulation der gewonnenen Resultate. — Das Gewicht der Tenderlocomotiven wächst bei zunehmender Leistung weit rascher als das der Maschinen mit besonderen Tendern und fällt nur für geringe Leistungen kleiner aus als dieses. Wird das Gewicht des Tenders zu dem Gewichte der zugehörigen Maschine geschlagen, so ist das Gewicht der Tendermaschine bei jeder im Eisenbahnbetriebe vorkommenden Leistung geringer als das der Maschine mit besonderem Tender.

Repräsentirt das Product $Z \cdot v$ die Gesammtleistung der Maschine (nicht die Nutzleistung), wobei Z die auf den Treibradumfang bezogene Zugkraft inclusive der Kraft, welche zur Ueberwindung der Reibung der Maschinentheile erforderlich ist, und v die Zuggeschwindigkeit in Kilometern pro Stunde bezeichnet, so beträgt das Gewicht der Tendermaschine und der Maschine allein, wenn ein besonderer Tender vorhanden ist, annähernd

$Q_P = 15 + 0{,}00015 \cdot v \cdot Z$ Tonnen für Personenzugmaschinen,
$Q_g = 15 + 0{,}00018 \cdot v \cdot Z$ - - Güterzugmaschinen,
$Q_{t \,.\, P} = 11 + 0{,}00027 \cdot v \cdot Z$ - - Personentendermaschinen,
$Q_{tg} = 11 + 0{,}00032 \cdot v \cdot Z$ - - Gütertendermaschinen.

Wird die Zugkraft Z durch die Steigung y, das Zuggewicht P und die Eigenwiderstände W_g und W_p in Kilogrammen pro Tonne Gewicht von Locomotive und Wagen ausgedrückt (W_g bezeichnet den Eigenwiderstand von Locomotive und Tender zusammen), so ist

$$Q_P = \frac{15 + 0{,}00023 \cdot P\,(W_p + y)v}{1 - 0{,}00023 \cdot 1{,}6\,(W_g + y)v} \text{ Tonnen}$$

für Personenzugmaschinen,

$$Q_g = \frac{15 + 0{,}00027 \cdot P \cdot (W_p + y)v}{1 - 0{,}00027 \cdot 1{,}5\,(W_g + y)v} \text{ Tonnen}$$

für Güterzugmaschinen,

$$Q_{tP} = \frac{11 + 0{,}0004 \cdot P \cdot (W_p + y)v}{1 - 0{,}0004\,(1{,}5\,W_g + y)v} \text{ Tonnen}$$

für Personentendermaschinen, und

$$Q_{tg} = \frac{11 + 0{,}0005 \cdot P \cdot (W_p + y)v}{1 - 0{,}0005\,(1{,}5\,W_g + y)v} \text{ Tonnen}$$

für Gütertendermaschinen.

Von der Frage nach dem erforderlichen adhärirenden Gewichte abgesehen, ist die Tendermaschine die vortheilhaftere, sobald bei Personenzügen

$$P < \frac{7{,}5\,W_g + 13y}{(0{,}000232\,W_g + 0{,}00032 \cdot y)(W_p + y)v} \text{ Tonnen}$$

und bei Güterzügen

$$P < \frac{6 \cdot W_g + 11{,}5y}{(0{,}000345 + 0{,}00095y)(W_p + y)v} \text{ Tonnen}$$

achsen gezwungen, die bei gleich leistungsfähigen Maschinen mit besonderen Tendern in der Regel vermieden werden können, es geht also grösstentheils der an der einen Stelle gewonnene Vortheil des ersparten todten Gewichts an der anderen wieder verloren.

Die Construction der Tendermaschine fällt complicirter aus als die der Maschinen mit besonderen Tendern, weil bei dem disponiblen beschränkten Raume die Unterbringung des Speisematerials mit Schwierigkeiten verbunden ist. Die Anordnung des Kohlenraumes und der Wassercisternen kann kaum so getroffen werden, dass die Belastung der Achsen die gewünschte wird und dass sich zugleich das gegenseitige Belastungsverhältniss dieser bei dem allmählichen Verbrauche des Speisematerials nicht ändert. Mit der Steigung der Bahnstrecken bleibt ausserdem die Schwerpunktslage des Speisewassers zu der Maschine nicht constant, und es resultirt aus diesem Umstande eine weitere nicht unerhebliche Variation der Achsbelastungen.

Die stets vorgeschriebene Bremse muss bei Tenderlocomotiven auf die Maschine wirken, was neben anderen auch noch den Uebelstand im Gefolge hat, dass der Führer, wenn der Zug rasch zum Stehen gebracht werden muss, der Bremswirkung des Tenders entbehrt.

Die Maschinenbremse bietet für diesen Verlust keinen Ersatz, weil durch allerdings sonst verpöntes Gegendampfgeben das adhärirende Locomotivgewicht für die Bremswirkung ohnehin jederzeit rasch nutzbar gemacht werden kann. Während die Beschaffungskosten von Tendermaschinen sich meist um ein Geringes niedriger stellen, als die gleich leistungsfähiger Maschinen mit besonderen Tendern, legt ihre complicirte Construction die Frage nahe, bei welcher Maschinengattung die Unterhaltungskosten am geringsten werden.

Die Leistungen der Maschinen können nicht allein nach den durchfahrenen Strecken und auch nicht nach den beförderten Bruttotonnenkilometern geschätzt werden, weil die erste Rechnungsmethode weder den Einfluss der Zugstärken, noch den der Steigungen, und die zweite nicht den Einfluss der Bahnsteigungen auf die Zugkraft berücksichtigt. Den besten Anhalt für die Leistung der Maschinen bietet der Kohlenverbrauch, welcher in den meisten Jahresberichten für jede einzelne Maschinengattung pro Jahr angegeben ist. Wird dieser Kohlenverbrauch mit den aufgewendeten Reparaturkosten der für die gleichen Züge benutzten Tendermaschinen und Maschinen mit besonderen Tendern von gleichem Alter miteinander verglichen und werden die Reparaturkosten der Tender denen der zugehörigen Locomotiven zugerechnet, so wird man als Regel finden, dass bei gleichem Kohlenverbrauche die Tendermaschinen die meisten Kosten verursachen.

Die Reparaturkosten bilden, ausser von dem Kohlenverbrauche, auch noch eine Function von der Zuggeschwindigkeit, und erscheint es ferner nach Vergleichung der betreffenden Ausgaben bei einer grossen Zahl von Locomotiven bezüglich des Kohlenverbrauchs und der mittleren stattgehabten Zuggeschwindigkeiten als wahrscheinlich, dass die Kosten dem Producte aus dem Kohlenverbrauche mal der Geschwindigkeit proportional wachsen.[13]

Trifft diese Voraussetzung zu, so ist es unzweifelhaft, dass bei gleicher Leistung die Reparaturkosten der Tendermaschinen die der Maschinen mit besonderen Tendern übersteigen.

---

[13]) Vergl. R. Koch, Das Eisenbahnmaschinenwesen. I. Band. Verlag von J. F. Bergmann in Wiesbaden.

$$P = \frac{6412}{W_p + x} \text{ Tonnen} \quad \ldots \quad 13)$$

wenn W_p den Zugwiderstand pro Tonne Zuggewicht in der Horizontalen bei der in der maassgebenden Steigung angewandten Geschwindigkeit bezeichnet.

Wird bei schweren Güterzügen, für welche die vorliegende Berechnung überhaupt nur Zweck hat, W_p zu 2,25 kg pro Tonne angenommen, so ergiebt sich die obere Grenze für das Zuggewicht P zu

$$P = \frac{6412}{2,5 + x} \text{ Tonnen.}$$

Für	$x = 10$	ist	$P = 513$	Tonnen,
-	$x = 12$	-	$P = 443$	-
-	$x = 14$	-	$P = 389$	-
-	$x = 16$	-	$P = 347$	-
-	$x = 18$	-	$P = 313$	-
-	$x = 20$	-	$P = 285$	-
-	$x = 22$	-	$P = 262$	-
-	$x = 24$	-	$P = 242$	-
-	$x = 25$	-	$P = 233$	-

Maximalmaschinengewicht.

Die Gewichte der Locomotiven, welche vorstehende Züge in den betreffenden Bahnsteigungen zu befördern im Stande sind, ohne dass ein Gleiten der Räder zu befürchten steht, können, wenn eine Kuppelung sämmtlicher Achsen vorausgesetzt wird, leicht in folgender Weise ermittelt werden:

Bezeichnet Q das Gewicht der Locomotive allein, respective das der Tenderlocomotive, und mQ das Gewicht von Maschine und Tender zusammen, wobei für Tendermaschinen $m = 1$ zu setzen ist, so ergiebt sich der Eigenwiderstand von Maschine und Tender zusammen zu

$$m \cdot Q \cdot (W_q + x) \text{ Kilogramm.}$$

Von diesem Widerstande bleibt der Theil, welcher auf die Ueberwindung der Reibung der Maschinentheile miteinander fällt, für die Adhäsion ausser Frage, es darf demnach das Glied

$$m \cdot Q \cdot W_q$$

bei der vorliegenden Berechnung ohne erheblichen Fehler um so eher vernachlässigt werden, weil die fast allein zu berücksichtigende rollende Reibung bei den starken Steigungen, mit denen wir es bei Gebirgsbahnen zu thun haben, den übrigen Widerständen gegenüber nahezu verschwindet.

Der Gesammtwiderstand des ganzen Zuges, soweit er für die Adhäsion in Frage kommt, berechnet sich demnach zu

$$P(W_p + x) + mQx \text{ Kilogramm}$$

oder, wenn $P(W_p + x)$ zu 6412 Kilogramm angenommen wird, zu

$$6412 + mQx \text{ Kilogramm}$$

und die disponible Zugkraft zu

$$1000\, Q \cdot f \text{ Kilogramm,}$$

wenn f den Adhäsionscoefficienten bezeichnet.

Durch Gleichsetzung beider Zahlenwerthe erhält man

$$6412 + m \cdot Q \cdot x = \frac{1000}{f} \cdot Q$$

also

$$Q = \frac{6412}{\frac{1000}{f} - mx} \quad \ldots . \quad 14)$$

und für $f = \frac{1}{7}$

$$Q = \frac{6412}{143 - mx} \text{ Tonnen.}$$

Wird m zu 1,5 bei Maschinen mit besonderen Tendern und zu 1 bei Tendermaschinen angenommen, so berechnet sich das zur Erlangung einer genügenden Adhäsion erforderliche Gewicht der Maschine zu

Locomotive (ohne Tender) Q = Tonnen	Tendermaschine Q = Tonnen	Tendermaschine 1,14 Q Tonnen =	wenn x =
50,1	48,2	54,9	10
51,3	48,9	55,7	12
52,6	49,7	56,6	14
53,9	50,5	57,6	16
55,3	51,3	58,5	18
56,8	52,1	59,4	20
58,3	53,0	60,4	22
59,9	53,9	61,4	24
60,8	54,3	61,9	25

Die in der ersten Rubrik unter Tendermaschinen angegebenen Gewichte sind auf 1,14 · Q zu erhöhen, wenn die Entfernung der Wasserstationen, dem Fassungsraume der Wassercisternen entsprechend, zu 9,3 km und der Wasservorrath zu $\frac{Q}{14}$ Tonnen angenommen wird, weil sonst bei der um den Einfluss des Wasser- und Kohlenverbrauchs verminderten Adhäsion gegen Ende der Fahrt ein Gleiten der Räder zu befürchten steht.

Wird allein der Wasservorrath und nicht auch zugleich stets der Kohlenvorrath, welcher für eine weit längere Strecke als der Wasservorrath auszureichen pflegt, auf allen Stationen wieder ergänzt, so müssen die nach der Formel

$$Q = 1{,}14 \cdot \frac{6412}{143 - x} \text{ Tonnen}$$

berechneten Gewichte der Gütertenderlocomotiven noch weiter erhöht werden.

§ 13. Zahl der zu kuppelnden Achsen. — Die zulässige Achsbelastung beträgt nach den technischen Vereinbarungen 14 Tonnen pro Achse, es macht also schon eine Bahnsteigung von 20 mm pro Meter Bahnlänge bei den Maschinen mit besonderen Tendern, und eine Bahnsteigung von 14 mm pro Meter bei den Tendermaschinen die Unterstützung der Maschine durch mehr als 4 Achsen nöthig, wenn das Zuggewicht nach der Stärke der Zugapparate bemessen werden soll.

Wird Q in allen Steigungen nicht höher als zu 56 Tonnen angenommen, so genügen 4 Achsen für die Locomotiven, und ergiebt sich der erforderliche Adhäsionscoefficient f aus der Beziehung

$$56 = \frac{6412}{1000 \cdot f - mx}$$

zu
$$f = \frac{6412 + 56\,m\,x}{56000}$$
für Maschinen mit besonderen Tendern.

Es ist
$$f = \frac{6412 + 56 \cdot 1{,}5 \cdot 25}{56000} = 0{,}152,$$
wenn m zu 1,5 und x zu 25 angenommen wird. Aus der Beziehung:
$$56 = 1{,}14 \frac{6412}{1000\,f - x}$$
berechnet sich der erforderliche Adhäsionscoefficient für die Tendermaschine zu
$$f = \frac{1{,}14 \cdot 6412 + 56\,x}{56000}$$
und zu
$$f = \frac{1{,}14 \cdot 6412 + 56 \cdot 25}{56000} = 0{,}156,$$
wenn $x = 25$ ist.

Die Verminderung des Locomotivgewichts auf 56 Tonnen erscheint auch in den schärfsten Steigungen, wenn dieselben nicht in einem Tunnel liegen und wenn nicht aus andern Gründen, z. B. wegen der Gebirgsformation, eine Ermässigung von f zu erwarten steht, dann wenig bedenklich, wenn die in den Sandstreuern mitgeführten Sandvorräthe nicht zu klein und die maassgebenden Steigungen nicht sehr lang ausfallen.

Gestattet der Bahnoberbau die Belastung der Achsen mit je 14 Tonnen, so sind Maschinen mit mehr als 4 gekuppelten Achsen in Bahnsteigungen bis zu 1/40 nicht zu empfehlen, weil der bezüglich der Adhäsion gewonnene Vortheil »4,8 Tonnen bei Maschinen mit besonderen Tendern und 5,9 Tonnen bei Tendermaschinen«, nicht sehr erheblich ist, während nach den Widerstandsformeln der Locomotiven eine bedeutende Vergrösserung von W_q zu erwarten steht. Bei Maschinen mit nicht mehr als vier gekuppelten Achsen ist man innerhalb der für Gebirgsbahnen empfohlenen Grenzen für die Curven stets im Stande, die Kuppelung der Achsen in der üblichen einfachen Weise und ohne besondere Kunststücke zu bewirken.

§ 14. Zuggeschwindigkeit bei Anwendung von Maschinen ohne Laufachsen. — Es erübrigt noch zu untersuchen, wie gross die Zuggeschwindigkeit bei Anwendung der in obiger Weise allein nach der erforderlichen Adhäsion berechneten Locomotivgewichte werden darf. Die Formeln Nr. 7)
$$Q_g = \frac{15 + 0{,}00027 \cdot P(W_p + y)v}{1 - 0{,}00027 \cdot 1{,}5\,(W_g + y)v}$$
und Nr. 9)
$$Q_{tg} = \frac{11 + 0{,}0005 \cdot P \cdot (W_p + y)v}{1 - 0{,}0005 \cdot P\,(W_{gt} + y)v}$$
liefern zu diesen Ermittlungen den nöthigen Anhalt. Aus der Formel Nr. 7) ergiebt sich die bei normaler Arbeit der Maschine erreichbare Zuggeschwindigkeit für Güterzugmaschinen mit besonderen Tendern zu
$$v = \frac{Q_g - 15}{0{,}00027\,\{Q_g \cdot 1{,}5\,(W_g + y) + P\,(W_p + y)\}} \text{ Kilometer} \quad \ldots\ldots \quad 15)$$
und aus der Formel Nr. 9) diese Zuggeschwindigkeit für Gütertendermaschinen zu
$$v = \frac{Q_{tg} - 11}{0{,}0005\,\{Q_{tg}\,(W_{qt} + y) + P\,(W_p + y)\}} \text{ Kilometer} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 16)$$

Wird für $P(W_p + y)$ der entsprechende Werth »6412« in diese Formeln eingesetzt und ist für Maschinen mit vier gekuppelten Achsen bei den in Frage kommenden geringen Geschwindigkeiten

$$W_q = 18 \text{ und } W_{gt} = 27,$$

so wird für Güterzugmaschinen mit besonderen Tendern

$$v = \frac{Q_g - 15}{0{,}00027\{Q_g \cdot 1{,}5\,(18 + y) + 6412\}}$$

und für die Gütertendermaschinen

$$v = \frac{Q_{tg} - 11}{0{,}0005\{Q_{tg} \cdot (27 + y) + 6412\}}.$$

Unter Einführung der in letzter Tabelle angegebenen Gewichte der Gütermaschinen und der Gütertendermaschinen, wobei jedoch in den schärferen Steigungen Q_g und Q_{tg} zu 56 Tonnen angenommen wurde, ergiebt sich die bei normaler Arbeit erreichbare Zuggeschwindigkeit in Kilometern pro Stunde:

v zu		für			
Gütermaschinen Kilometer	Gütertender-maschinen Kilometer	$x =$	$Q_g =$	$Q_{tg} =$	$P =$
15,3	10,4	10	50,1	54,9	513
15,4	10,4	12	51,3	55,7	443
15,5	10,3	14	52,6	56,0	389
15,7	10,2	16	53,9	56,0	347
15,8	10,1	18	55,3	56,0	313
15,8	10,0	20	56,0	56,0	285
15,5	9,8	22	56,0	56,0	262
15,3	9,7	24	56,0	56,0	242
15,2	9,6	25	56,0	56,0	233

Soll der Betrieb durch dreiachsige Maschinen, deren Achsen bis zu den nach den Vereinsbestimmungen zulässigen Grenzen belastet sind, vermittelt werden, so ergiebt sich das Gewicht der Locomotive allein bei dem Beginne der Fahrt zu

$$3 \cdot 14 = 42 \text{ Tonnen.}$$

Dieses Gewicht nimmt bei der Tendermaschine, wenn die verbrauchte Wasser- und Kohlenmenge in der 9,3 Kilometer langen Steigung zu $0{,}14\ Q_{tg}$ angenommen wird, auf

$$\frac{42}{1{,}14} = 36{,}7 \text{ Tonnen ab.}$$

Bleibt wieder der Eigenwiderstand der Locomotiven in der Horizontalen für die Berechnung des nach der vorhandenen Adhäsion zu bemessenden Zuggewichtes unberücksichtigt, und wird der Adhäsionscoefficient zu $^1/_7$ angenommen, so ergiebt sich die am Tenderzughaken gemessene Zugkraft in der maassgebenden Steigung x zu

$$\frac{42000}{7} - 1{,}5 \cdot 42x = 6000 - 63x \text{ Kilogramm}$$

für die Maschine mit besonderem Tender, wenn das Tendergewicht bei der durchschnittlich vorhandenen Füllung zu 21 Tonnen angenommen wird, und für die Tendermaschine zu

$$\frac{36700}{7} - 42x = 5243 - 42x \text{ Kilogramm}$$

bei dem Beginne der Fahrt.

Die obere Grenze für das Zuggewicht P berechnet sich nach der Formel

$$P = \frac{6000 - 63x}{W_p + x}$$

für die Maschine mit besonderem Tender und nach der Formel

$$P = \frac{5243 - 42x}{W_p + x}$$

für die Tendermaschine, wenn $W_p = 2{,}5$ ist, für verschiedene Steigungen zu:

Maschine mit besonderem Tender		Tendermaschine		
P = Tonnen	$P(2{,}5 + x)$ = Kilogr. Zugkraft am Tenderzughaken	P = Tonnen	$P(2{,}5 + x)$ = Kilogr. Zugkraft am Tenderzugkasten	wenn x =
430	5370	386	4823	10
362	5244	327	4739	12
310	5118	282	4655	14
270	4992	247	4571	16
237	4866	219	4487	18
211	4740	196	4403	20
188	4614	176	4319	22
169	4488	160	4235	24
161	4425	152	4193	25

Die Geschwindigkeit, mit welcher beide Maschinengattungen die zugehörigen Züge in der maassgebenden Steigung zu befördern im Stande sind, ergiebt sich aus der Formel Nr. 15)

$$v = \frac{Q_g - 15}{0{,}00027\{Q_g \cdot 1{,}5(W_q + y) + P(W_p + y)\}} \text{ Kilometer,}$$

für die Maschine mit besonderem Tender und nach der Formel Nr. 16)

$$v = \frac{Q_{tg} - 11}{0{,}0005\{Q_{tg} \cdot (1{,}5\, W_q + y) + P(W_p + y)\}} \text{ Kilometer,}$$

zu

$$v = \frac{27}{0{,}00027\{42 \cdot 1{,}5(12 + y) + P(2{,}5 + y)\}} \text{ Kilometer,}$$

für die erste und zu

$$v = \frac{31}{0{,}0005\{42(18 + y) + P(2{,}5 + y)\}} \text{ Kilometer}$$

für die zweite Maschinengattung, wenn

$$Q_g = Q_{gt} = 42 \text{ Tonnen}$$

und W_{gt} für zweifach gekuppelte Maschinen zu 18 angenommen wird.

Werden in diese beiden Formeln die den maassgebenden Steigungen x entsprechenden und der vorigen Tabelle entnommenen Zugwiderstände $P(W_p + y)$ eingesetzt, so erhält man bei normaler Arbeit der Maschine die Zuggeschwindigkeit für alle Steigungen zu 14,8 Kilometer, wenn der Zug durch eine mit besonderem Tender versehene Locomotive befördert wird, und zu 10,3 Kilometer bei der Anwendung von Tenderlocomotiven.

§ 15. Wahl der Maschine. — Die Frage, welche Locomotive die vortheilhaftere für den Betrieb ist, kann nur von Fall zu Fall beantwortet werden.

Meist wird die Gebirgsstrecke an Hügelbahnen oder an Flachlandsbahnen grenzen und werden die Züge von jenen auf diese, und umgekehrt, von dieser auf jene übergehen. Es ist in allen diesen Fällen zu empfehlen, die Locomotiven so stark zu bauen, dass sie die ankommenden Güter, ohne vorher eine Theilung der Züge vornehmen zu müssen, weiter zu befördern im Stande sind. Ist das wegen der vorhandenen Steigungen nicht angänglich, so sind die Gebirgsmaschinen unter der Voraussetzung einer Trennung der Züge in n gleich schwere Theile zu construiren, wobei n eine ganze Zahl sein muss, damit der Betrieb nicht zu complicirt und dadurch vertheuert wird.

Bezeichnet P das Gewicht des ankommenden Zuges und soll der $n$te Theil desselben in der maassgebenden Steigung x der Gebirgsstrecke mit der Geschwindigkeit v weiter befördert werden, so ergiebt sich das nach der Leistungsfähigkeit der Maschine zu bemessende Locomotivgewicht aus den Formeln Nr. 7) und 9) zu

$$Q_g = \frac{15 + 0{,}00027\frac{P}{n}(W_p + x)v}{1 - 0{,}00027 \cdot 1{,}5(W_q + y)v} \text{ Tonnen}$$

für Güterzugmaschinen mit besonderen Tendern, und zu

$$Q_{tg} = \frac{11 + 0{,}0005\frac{P}{n} \cdot (W_p + x)v}{1 - 0{,}0005 \cdot (1{,}5\, W_{qt} + y)v} \text{ Tonnen}$$

für Tendermaschinen.

Sind sämmtliche Achsen der Locomotiven gekuppelt, so muss zur Verhinderung des Gleitens der Räder ferner für Maschinen mit Tendern

$$Q_g = \frac{\frac{P}{n}(W_p + x)}{\frac{1000}{f} - 1{,}5x} \text{ Tonnen,}$$

sein, und für Tendermaschinen

$$Q_{tg} = \frac{\mu\frac{P}{n}(W_p + x)}{\frac{1000}{f} - x},$$

wenn μ das Verhältniss des Maschinengewichtes bei letzteren am Anfange und am Ende der Fahrt bezeichnet.

Werden, um die erreichbare Zuggeschwindigkeit zu erhöhen, nicht sämmtliche Maschinenachsen gekuppelt, so ist der Adhäsionscoefficient f mit dem Verhältnisse des adhärirenden zu dem Gesammtgewichte der Maschinen zu multipliciren.

Die Leistungen der Gebirgsmaschinen sind überall unter der Voraussetzung einer normalen Dampfproduction abgeleitet. Wie schon Eingangs dieser Arbeit angegeben wurde, kann die Dampfbildung des Kessels vorübergehend, und unter Aufwendung etwa der doppelten Menge ausgesuchter Kohlen, auf das Einundeinhalbfache der normalen gesteigert werden.

Werden starke Leistungen nur in verhältnissmässig kurzen Strecken verlangt, so empfiehlt es sich, sie nicht allein für die Berechnung der Heizfläche maassgebend zu machen, weil das für die andern Strecken nach ihnen bemessene unnöthige Mehrgewicht der Locomotive hier nahezu nutzlos mitgeschleppt werden muss.

Abnorme Leistungen können z. B. dann eintreten, wenn bei der Entfernung einzelner Stationen der Verkehr zwischen ihnen nicht mehr ohne eine Vergrösserung der Zuggeschwindigkeit bewältigt werden kann.

Die Formeln von Grove zur Gewichtsbestimmung der Locomotiven nach den Heizflächen sind auf empirischem Wege ermittelt, es können demnach die auf sie basirten Formeln nur im beschränkten Maasse auf Zuverlässigkeit Anspruch machen, trotzdem dürften die Formeln genügen, um erkennbar zu machen, dass die Vorliebe vieler Constructeure für Tendermaschinen mindestens bei Hauptbahnen sehr wenig gerechtfertigt ist. [15]) Der Nutzen des ersparten Tendergewichtes fällt in Flachlandsstrecken nur sehr gering und auf Gebirgsbahnen weit weniger erheblich aus, als meist angenommen wird.

Aus den abgeleiteten Formeln und berechneten Tabellen wird ferner ersichtlich, dass unter Berücksichtigung der Verminderung des adhärirenden Gewichts der Tenderlocomotiven durch den Speisematerialverbrauch nicht diese, sondern die Maschinen mit besonderen Tendern die schwersten Züge zu befördern im Stande sind, wenn die Wasser- und Kohlenstationen nicht sehr nahe beieinander liegen. [16])

Die vortheilhafteste Construction der Gebirgslocomotiven ergiebt sich, ebenso wie die für Flachlandsstrecken, aus den gestellten Anforderungen, und ist kein Grund vorhanden, als charakteristisches Merkmal der Gebirgsmaschinen die Nutzbarmachung sämmtlichen Locomotivgewichtes für die Adhäsion und das Fehlen eines Tenders aufzustellen.

§ 16. Befahren von Curven durch Maschinen mit mehr als vier Rädern. — Das schwierige Terrain in Gebirgen zwingt hier häufiger als im Flachlande und bei Hügelbahnen zur Anwendung vieler und scharfer Curven.

Während in den technischen Vereinbarungen empfohlen wird, auf freier Bahn im flachen Lande und bei Hügelbahnen den Radius der Curve womöglich nicht kleiner als 1100 m und 600 m zu wählen, ist diese Grenze für Gebirgsbahnen bis zu 300 m erweitert. Curven unter 180 m Radius sind für alle freien Bahnstrecken als unzulässig erklärt.

Die Widerstandsvermehrung durch Curven wird von Launhardt im Ergänzungshefte zum 4. Bande dieses Werkes zu durchschnittlich

$$\frac{1700}{r} - 2 \text{ Kilogramm}$$

pro Tonne Zuggewicht angegeben, wobei r den Curvenradius in Metern bezeichnet.

[15]) Bei manchen neueren Tendermaschinen, so namentlich bei denen von Krauss & Co. in München, gestaltet sich das Verhältniss der Heizfläche zum Eigengewichte weit günstiger als nach den Grove'schen Formeln. Bei der Geltendmachung dieses Umstandes gegen unsere Rechnung ist jedoch nicht zu übersehen, dass es voraussichtlich auch gelingen dürfte, bei gleich sorgfältiger Materialersparung das Gewicht der Locomotiven mit Tendern unter die angegebenen Zahlen erheblich zu vermindern.

[16]) Der Uebelstand des Betriebes durch Tenderlocomotiven dem durch gewöhnliche Locomotiven gegenüber, dass der geringe Vorrath an Speisewasser, welchen sie mit sich zu führen im Stande sind, mindestens eine Verdopplung der Zahl der Wasserstationen nöthig macht, ist ein so schwer wiegender, dass er diese Maschinengattungen für manche Strecken von der Concurrenz ausschliesst. Auf Gebirgsstrecken muss das Terrain für die Wasserstationen den Bergen meist sehr mühsam abgewonnen werden, dabei dürfen diese Stationen nicht in starkem Gefälle liegen, und ist der so verlorene Niveauunterschied durch ausgedehntere Entwicklung der Linie oft schwierig und stets nur unter Aufwendung erheblicher Kosten wieder einzubringen. Für den Betrieb auf solchen Strecken werden die Tenderlocomotiven aber auch deshalb oft unbequem, weil häufig die Züge, allein damit die Maschinen sich wieder mit Wasser versorgen können, anhalten müssen.

Es ist ferner hier der § 104 anzuführen, welcher die Anwendung von beweglichen Radgestellen oder von verschiebbaren Achsen empfiehlt, wenn in der freien Bahn Curven unter 250 m Radius vorkommen.

Bezeichnet:

δ das Maass der seitlichen Verschiebbarkeit der Achsen zwischen den Schienen in gerader Bahnstrecke,

σ die Spurerweiterung der Curve vom Radius ρ,

so muss, wenn die Maschine die Curve zwanglos durchfahren soll

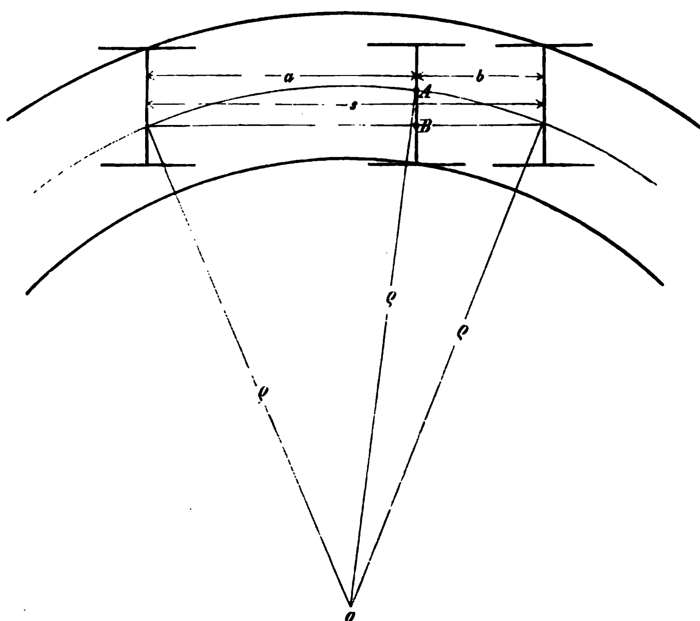
$$AB \leq \delta + \sigma$$

und, wenn die Achse um ε aus der Mittelstellung seitlich verschiebbar angeordnet wird,

$$AB \leq \delta + \sigma + \varepsilon$$

sein.

Fig. 1.



Als Voraussetzung dieser Beziehung ist oben angenommen, dass die Höhe der Spurkränze auf das zwanglose Durchfahren der Curven ohne Einfluss bleibt. Diese Voraussetzung trifft nahezu überall bei den für Eisenbahnen üblichen Curven und Raddurchmessern zu, wenn die Radreifen frisch abgedreht sind, weil für diese die von der Achsmitte entfernteren Theile des äusseren Spurkranzes sich bei der für Schienen und Radreifen üblichen Form von den in gleicher Höhe liegenden Schienenkanten entfernen.

Bei abgenutzten Radreifen und scharfgelaufenen Spurkränzen vergrössert sich das im Minimo zu 10 mm vorgeschriebene Maass δ, es wird demnach auf der einen Seite das durch Erweiterung des Spielraumes wieder gewonnen, was auf der anderen durch die ungünstigere Form und die grössere Höhe des Spurkranzes verloren geht.

Die Untersuchung zeigt, dass die Formel nur dann als allgemein gültig benutzt werden darf, wenn δ gleich dem Minimalmaasse für den Spielraum der Räder zwischen den Schienen, wenn also

$$AB \leq 10 + \sigma + \varepsilon \text{ mm ist.}$$

Nach dem angeführten Paragraphen 160 der technischen Vereinbarungen darf δ zwischen den Grenzen von 10 mm bis 25 mm für normal abgedrehte Radreifen schwanken, es sind also, wenn von der Abnutzung der Schienen abgesehen wird, seitliche Abnutzungen der Spurkränze bis zu 7,5 mm zulässig. Unter der Voraussetzung, dass die für Mittelräder von dreiachsigen Locomotiven bis zu 40 mm zulässige seitliche Verschiebung erst bei einer gleichen Abnutzung der Spurkränze möglich wird, darf bei diesen das Maass δ für frisch abgedrehte Radreifen bis auf 25 mm steigen.[19]

Das Maass $\overline{AB}$ unserer Fig. 1, p. 1085, ergiebt sich aus der Kreisgleichung annähernd zu:

$$\overline{AB} = \frac{a \cdot b}{2 \cdot \rho} \text{ Metern,}$$

die Formel geht demnach in

$$\frac{a \cdot b}{2 \cdot \rho} \leq 0{,}01 + \sigma + \varepsilon \text{ Meter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

über, wobei σ und ε in Metern ausgedrückt sind.

Bezeichnet s den ganzen Radstand und ist $a = b$ und also auch $= \frac{1}{2}s$, so wird $\frac{ab}{2\rho}$ ein Maximum und geht in

$$\frac{s^2}{8 \cdot \rho} \leq 0{,}01 + \sigma + \varepsilon \text{ über.}$$

Für den kleinsten in freier Bahnstrecke zulässigen Radius

$$\rho = 180 \text{ m}$$

beträgt die Spurerweiterung σ mindestens 0,018 m, es wird demnach für $\varepsilon = 0$

$$\frac{s^2}{8 \cdot 180} = 0{,}01 + 0{,}018$$

also

$$s = \sqrt{8 \cdot 180 \cdot 0{,}028} = 6{,}33 \text{ m.}$$

Werden die Spurkränze der Mittelachsen bis auf $\delta = 0{,}025$ abgedreht, so berechnet sich der zulässige Achsstand s für die obige Curve zu

$$s = \sqrt{8 \cdot 180 \cdot 0{,}043} = 7{,}87 \text{ m.}$$

Da der grösste, bei Locomotiven vorkommende, feste Radstand das Maass von 6 Metern wohl kaum überschreiten dürfte, so ist ersichtlich, dass in den auf freier Bahnstrecke vorkommenden Curven ein Klemmen der Räder zwischen den Schienen nicht zu befürchten steht, dass also hier ein zwangsfreies Durchfahren der Strecke überall gesichert ist.

Werden in unsere Formel 17) Maasse für a und b eingesetzt, welche einigen ausgeführten Locomotiven entnommen sind, so giebt die nachstehende Tabelle in der letzten Columne die verbleibenden Spielräume für die Räder in Curven von 180 m Radius an, wenn δ zu 10 mm und σ zu 18 mm und $\varepsilon = 0$ angenommen wird.

[19]) Man erreicht am einfachsten diese grössere Verschiebbarkeit dadurch, dass man die Spurkränze der Mittelachse schmaler dreht als die der Endräder. Diese Spurkränze der Mittelräder ganz fortzulassen, wie das in Amerika häufig geschieht, ist in Deutschland nicht gestattet.

Laufende Nr.	Bezeichnung der Locomotivgattung	Eisenbahn	Radstand s mm	Radstand a mm	Radstand b mm	$1000 \frac{ab}{2 \cdot 180}$ mm	$2s - 1000 \frac{a \cdot b}{2 \cdot 180}$ mm
1	Schnellzuglocomotiven	Hannover	4267	2438	1829	12,3	15,7
2	Schnellzuglocomotive	Köln-Minden	4800	2700	2100	15,8	12,2
3	Locomotive für gemischten Dienst	Königl. Ostbahn	4395	2355	2040	13,3	14,7
4	Güterzuglocomotive	Königl. Ostbahn	3375	1438	1937	7,7	21,3

Die für Curven von 180 m Radius verbleibenden Spielräume verschwinden nicht nur gänzlich bei dem Befahren einer grossen Zahl von Weichen, sondern sie treten in diesen oft sogar noch negativ auf, wie später nachgewiesen werden soll, ohne bedenkenerregende Uebelstände hervorzurufen. Es dürfte aus diesem Umstande wohl ersichtlich werden, dass weniger die Befürchtung eines nicht zwanglosen Befahrens der Curven, als das Bestreben, den Curvenwiderstand zu vermindern und der raschen Zerstörung von Radreifen und Schienen entgegenzuwirken, den Paragraphen 104 der technischen Vereinbarungen veranlasst hat.[20])

Die Ausgaben, welche die Curven einer Bahn bezüglich der Schienen- und Radreifenerneuerung bewirken, dürfen der Gesammtarbeit proportional gesetzt werden, welche bei dem Befahren der Strecke aus den Längen der Curven und ihren Widerstandsvermehrungen resultirt, sie wachsen demnach pro Längeneinheit proportional dem Producte $\frac{L_1}{L} \cdot W$, in welchem L_1 die Gesammtlänge aller Curven, L die Gesammtlänge der Bahn und W die durchschnittliche Widerstandsvermehrung durch die Curven bezeichnet.

Das Product $\frac{L_1}{L} W$ wird nicht nothwendig für die Bahn am grössesten, bei welcher die schärfsten Curven vorkommen, es ist demnach bei der Beantwortung der Frage, ob es sich in einem bestimmten Falle empfiehlt, die mit beweglichen Radgestellen stets verbundenen Uebelstände in Kauf zu nehmen, um das Durchfahren von Curven zu erleichtern, nicht nur auf den Radius, sondern auch auf die Zahl und Länge der Curven Rücksicht zu nehmen.[21])

§ 17. Befahren von Weichen durch Maschinen mit mehr als vier Rädern. — Bezeichnen $\overline{AA'}$, $\overline{BB^1}$ und $\overline{CC^1}$ in nachstehender Fig. 2, p. 1088, die drei Achsen einer Locomotive, welche durch eine Weiche von der geraden Richtung abgelenkt wird, so tritt, wenn eine Spurerweiterung an der Spitze der Weiche nicht vorgesehen wurde, für ein zwangloses Durchfahren der Weiche die ungünstigste

[20]) Nicht selten bildet die irrationelle Anordnung der Kuppelungsvorrichtung zwischen Maschine und Tender einen Hauptgrund des starken Curvenwiderstandes und bewirkt unter Umständen eine Entgleisung des Fahrzeuges. Die diesbezüglichen Fragen sind in dem Capitel: X C. »Kuppelungsvorrichtungen zwischen Maschine und Tender« bereits eingehend behandelt.

[21]) Es ist hier überall nur von dem zwangsweisen und zwangslosen Befahren von Curven die Rede gewesen, während mancherlei andere Rücksichten für das Verhältniss des Achsstandes zu dem Curvenradius, wie z. B. der Winkel, welchen die Radebene des äusseren Vorderrades der Maschine mit der hier an den Curvenstrang gezogen gedachten Tangente einschliesst, von Wichtigkeit sind. Bezüglich dieser und weiterer hierher gehöriger Fragen muss wegen des Näheren auf die oben angeführte Arbeit von Sonne verwiesen werden.

Fig. 2.

Stellung der Maschine dann ein, wenn die Mittelachse $\overline{BB_1}$ an der Zungenspitze B eingetroffen ist.

Die Fig. 2 ist für diese Stellung der Maschine gezeichnet; in derselben bezeichnen:

$\overline{BG} = l$ die Länge der als gerade angenommenen Weichenzunge,

$\overline{GF} = t$ den Abstand der Zungenfahrkante am Drehpunkte von der Fahrkante des geraden Schienenstranges,

α den Ablenkungswinkel der Zungenschiene BG,

$M_1 \; B_1 \; N_1$ den durchlaufenen Schienenstrang des abgelenkten Gleises, wenn eine Spurerweiterung in der Zungenspitze nicht vorgesehen wurde, und

$M_1 \; B_{\prime\prime} \; N_1$ den gleichen Schienenstrang für die Weiche mit Spurerweiterung,

a und b die Entfernungen einer Mittelachse von den Endachsen,

β den Ablenkungswinkel der Locomotive von der ursprünglichen Fahrrichtung, und

$BE = x$ den Abstand der inneren Spurkranzkante des äusseren Rades der Mittelachse von der Zungenspitze bei der durch die Räder A und C begrenzten grösstmöglichen Verschiebung der Locomotive nach diesem äusseren Schienenstrange hin.

Die Weiche wird in zwangloser Weise durch die Maschine durchfahren, so lange der Spurkranz des Rades B_1 den Schienenstrang $M_1 \; B_1 \; N_1$ nicht bei B_1 berührt. Ist dieser Schienenstrang schon vor dem Punkte B_1 und zwar bei $B_{\prime\prime}$ geknickt, so ist bereits bei B_1 eine Spurerweiterung eingetreten, die mit dem Winkel α und mit der Entfernung $B_1 \, B_{\prime\prime}$ zunimmt.

Für solche Weichen kann die ungünstigste Stellung des Fahrzeuges auch dann eintreten, wenn sich das innere Mittelrad bei $B_{\prime\prime}$ und ferner auch dann, wenn sich das Endrad A_1 an gleicher Stelle befindet. Es findet dieses namentlich dann statt, wenn die Entfernung $B_1 \; B_{\prime\prime}$, wie z. B. bei den Weichen der Berlin-Anhalter Bahn, nur gering ist.[22]

[22] Für die Stellung der Maschine in der Weiche mit der Endachse bei $B_{\prime\prime}$ kann ein nicht zwangloses Befahren der Weiche aus der Kuppelungsanordnung der Maschine mit dem Tender resultiren. Bei der Besprechung der betreffenden Kuppelungen sind dieseBeziehungen näher erörtert.

Bleiben die letztgenannten Stellungen der Locomotive vorläufig unberücksichtigt, so muss, unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen, wenn ein zwangloses Durchfahren der Weichen stattfinden soll,

$$x \leqq \delta + \sigma_1 + \varepsilon$$

sein.[23]) Wird, was für den Zweck der Rechnung als zulässig erscheint,

$$\overline{AB} = a$$
$$\overline{BD} = b \text{ und}$$
$$BF = BG = l$$

gesetzt, so ist

$$x = a \operatorname{tg} \beta \text{ und}$$
$$y = (a+b) \operatorname{tg} \beta.$$

Es ist nun ferner:

$$y = b \operatorname{tg} \alpha \text{ und}$$
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{l},$$

also auch

$$y = \frac{b \cdot t}{l} \text{ oder}$$
$$\frac{b \cdot t}{l} = (a+b) \operatorname{tg} \beta$$

also

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b \cdot t}{l(a+b)}$$

und daher

$$x = \frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b)l}.$$

Die Rechnung ist nur für Weichen mit geraden Zungen gültig, weil nur für diese

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{l}$$

ist. Wird in der Formel für x der Ausdruck $\frac{t}{l}$ mit $\operatorname{tg} \alpha$ vertauscht, so geht sie in

$$x = \frac{a \cdot b}{a+b} \operatorname{tg} \alpha$$

über; es lautet demnach die Bedingung für das zwanglose Durchfahren von Weichen allgemein:

$$\frac{a \cdot b}{a+b} \operatorname{tg} \alpha \leqq \delta + \sigma_1 + \varepsilon \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 18)$$

eine Gleichung, welche für Weichen mit geraden Zungen, mit der vorigen

$$\frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b)l} \leqq \delta + \sigma_1 + \varepsilon \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 18^{a})$$

identisch ist.

Nach diesen Formeln sind die in nachstehender Tabelle, p. 1090, angegebenen kleinsten Spielräume der Räder für die dreiachsigen Maschinen der letzten Tabelle ermittelt, welche sich aus dem Durchfahren der Weichen der Hannoverschen Staatsbahn, der Berlin-Anhalter Bahn und der Königlichen Ostbahn ergeben, wenn δ wieder, wie früher zu 10 mm angenommen wird. Diese Spielräume sind offenbar gleich den Differenzen von $\frac{ab}{a+b} \cdot \operatorname{tg} \beta$ und $\delta + \sigma_1 + \varepsilon$, oder gleich

$\sigma_1 + \varepsilon - \frac{ab}{a+b} \operatorname{tg} \beta$ Millimeter für alle Weichen und gleich

$\sigma_1 + \varepsilon - \frac{abt}{(a+b)l}$ Millimeter für Weichen mit geraden Zungen.

---

[23]) In dieser Formel bezeichnet σ_1 die Spurerweiterung der Weiche an der Zungenspitze.

Die Constructionsverhältnisse der betreffenden Weichen sind folgende: Es ist für die Weiche der

Hannoverschen Staatsbahn[24]

$l = 5030$ mm

$t = 115$ mm

$\sigma_1 = 0$

Leitzunge gerade;

Berlin-Anhalter Bahn

$l = 5360$ mm

$t = 115$ mm

$\sigma_1 = 18{,}1$ mm

Leitzunge gerade;

Königlichen Ostbahn

$l = 5000$ mm

$t = 114$ mm

$\sigma_1 = 14$ mm

Leitzunge gekrümmt.

Tabelle 2.

Nr. der letzten Tabelle	Locomotive Maasse von a und b und $a+b$	Weiche der					
		Hannov. Staatsb.		Berlin-Anh. Bahn		Königl. Ostbahn	
		$\frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b) l}$	Spielraum	$\frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b) l}$	Spielraum	$\frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b) b}$	Spielraum
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
1	$a = 2438$ $b = 1829$ $a + b = 4267$	24	—14	22	+6 (—2)	24 (17)	0 (+7)
2	$a = 2700$ $b = 2100$ $a + b = 4800$	27	—17	25	+3 (—5)	27 (20)	—3 (+4)
3	$a = 2355$ $b = 2040$ $a + b = 4395$	25	—15	23	+5 (—3)	25 (18)	—1 (+6)
4	$a = 1438$ $b = 1937$ $a + b = 3375$	19	—9	17	+11 (+3)	19 (12)	+5 (+12)

Einzelne Zahlen dieser Tabelle bedürfen noch einer näheren Erläuterung.

Es wurde schon oben angedeutet, dass die ungünstigste Stellung des Fahrzeuges in solchen Weichen mit Spurerweiterung, bei denen der Anfangspunkt de Spurerweiterung verhältnissmässig nahe bei der Weichenspitze liegt, nicht nothwendi

[24]) Die Weichen der Hannoverschen Staatsbahn sind in den letzten Jahren geändert un haben für ein zwangloses Befahren günstigere Abmessungen bekommen.

die bei unserer Untersuchung angenommen ist, sondern dass sie unter Umständen auch dann eintritt, wenn die letzten Räder der Maschine für das Einfahren in die Weiche bei der Spurerweiterung ankommen. Dieser Fall tritt bei den Weichen der Berlin-Anhalter Bahn ein. Für diese geben die eingeklammerten Zahlen die bei diesen Stellungen eintretenden minimalen, und die über denselben angegebenen Zahlen die bei der in Fig. 2, p. 1088, gezeichneten Stellung der Maschine verbleibenden Spielräume an.

Die Formeln zur Berechnung dieser eingeklammerten Spielräume hier abzuleiten, ist als zu weitführend unterlassen.[25])

Die Weichenzunge der Königlichen Ostbahn ist gekrümmt. Wäre diese Krümmung nicht vorhanden, so würden, wenn von der Spurerweiterung abgesehen wird, die Spielräume der Räder bei dem Durchfahren der Weiche genau dieselben sein wie bei der Weiche der Hannoverschen Bahn. Durch die mit 14 mm angewandte Spurerweiterung an der Spitze der Weiche wird der negative Spielraum für die Maschine unter 1 und 4 beseitigt und durch die Krümmung der Weichenzunge endlich der mit α bezeichnete Winkel noch so weit vermindert, dass ein zwangloses Durchfahren der Weichen für alle aufgeführten Maschinen gesichert ist. Die eingeklammerten Zahlen sind unter Berücksichtigung der Krümmung der Weichenzunge berechnet, während diese für die oberhalb stehenden Zahlen als gerade angenommen wurde.

Die Tabelle zeigt, dass Weichen, welche an der Spitze eine angemessene, nicht zu rasch eintretende Spurerweiterung haben, Maschinen mit unverschieblichen Achsen (Maschinen, bei welchen das ε der Formeln 18) u. 18[a]) zu Null wird) freien Durchgang verschaffen, so lange der Radstand nicht sehr erheblich ist.[26]) Weichen mit Spurerweiterung, deren Umfassungspunkt sehr nahe der Zungenspitze liegt, und Weichen, welche ohne Spurerweiterung, aber mit einem sehr spitzen Ablenkungswinkel α und kleinem Abstande t am Drehpunkte construirt sind (Weiche der Cöln-Mindener Bahn), ergeben beim Durchfahren der Räder oft geringe negative Spielräume, also keine zwanglose Durchfahrt.

Weichen ohne Spurerweiterung endlich mit grossem Ablenkungswinkel α und Abstande t ergeben für die Spurkränze bei normalen Verhältnissen ziemlich erhebliche negative Spielräume.[27])

---

[25]) Wird die Entfernung des Punktes der Weiche, an welchem die Spurerweiterung beginnt, von der Weichenspitze, also das Maass $B_1 B_{,,}$ unserer Fig. 2, p. 1088, mit m bezeichnet, und befindet sich das Rad B_1 bei B_2, so ergiebt sich die Tangente des Winkels β zu

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{b-m}{a+b}\operatorname{tg}\alpha$$

und das entsprechende Maass x zu

$$x = \frac{a(b-m)}{a+b}\operatorname{tg}\alpha$$

resp. für gerade Weichenzungen zu:

$$x = \frac{a(b-m)t}{(a+b)l}.$$

[26]) Es sind verhältnissmässig nur sehr wenige Locomotiven mit solchen Anordnungen versehen, welche ein Passiren von Curven und Weichen erleichtern, wie die im Jahre 1869 von dem Oberingenieur Herrn Heusinger von Waldegg im Auftrage des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen herausgegebenen Skizzen von Locomotiven beweisen.

[27]) Gegenüber den geringen und in sehr häufigen Fällen sogar negativen Spielräumen der Räder bei dem Durchfahren von Weichen erscheint die Liberalität, mit welcher eine Erweiterung der Spurweite in Curven vorgenommen zu werden pflegt, als wenig gerechtfertigt. Bei einer Spurerweiterung von nur 18 mm für Curven von 180 m Radius — die Spurerweiterung ist bei fast

Die Befahrung der Weichen kann entweder durch Aenderung der Weiche oder durch Aenderung der Construction des Fahrzeuges erleichtert werden.

Es erscheint am richtigsten, Weichen mit starkem Ablenkungswinkel α an der Spitze eine Spurerweiterung zu geben, die auch bei vorhandenen Weichen wegen der Geringfügigkeit der in Frage kommenden Maasse ohne Schwierigkeit auszuführen ist. Die Befürchtung, dass diese Spurerweiterung auf die das gerade Gleis befahrenden Züge von nachtheiligem Einflusse sei, erscheint als unbegründet, wie durch die langjährigen Erfahrungen der Bahnen, welche eine solche Spurerweiterung angewandt haben, bewiesen sein dürfte.

§ 18. Mittel, durch welche ein zwangloses Befahren von Curven und Weichen zu erreichen ist. — Die Wagen und Locomotiven können durch Anwendung seitlich verschiebbarer Achsen oder gegliederter Radgestelle zum Befahren von Curven und Weichen tauglicher gemacht werden.

A. Seitlich verschiebbare Achsen.

Das zu diesem Zwecke in Amerika häufig angewandte Mittel, die Spurkränze der Mittelachse fortzulassen, ist in Deutschland gesetzlich verboten. Da vorzugsweise die Endachsen der Maschine diese zu führen haben und eine Verschiebbarkeit der Mittelachse, sobald diese, was meist der Fall ist, zugleich die Treibachse bildet, mit Uebelständen verbunden ist, so empfiehlt sich und ist zugleich unbedenklich ein Schmalerdrehen der betreffenden Spurkränze um ein nicht zu grosses Maass.

Bei Wagen darf die Mittelachse ohne Anstand seitlich verschiebbar angeordnet werden. Wird der Radstand eines dreiachsigen Wagens zu 7 m und der Radius der ohne Spurerweiterung ausgeführten engsten Curven (Weichencurven) zu 180m angenommen, so berechnet sich die Pfeilhöhe der betreffenden Curve zu

$$\frac{7^2 \cdot 1000}{8 \cdot 180} = 34 \text{ mm}$$

und, wenn der Minimalspielraum $\delta = 10$ mm in gerader Strecke für die Curve beibehalten wird, das Maass der seitlichen Verschiebbarkeit, welche der Mittelachse zu geben ist, oder die Spurerweiterung der Bahn zu 24 mm.

In der Weiche der Hannoverschen Staatsbahn wird:

$$x = \frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b)l} = \frac{3{,}5 \cdot 3{,}5 \cdot 115 \cdot 1000}{7 \cdot 5030} = 40 \text{ mm},$$

die Achse ist also um 30 mm seitlich verschiebbar anzuordnen.[28])

[28]) Der lichte Abstand der Räder soll nach den technischen Vereinbarungen mindestens 1357 mm betragen, bei einer Spurweite des Gleises von 1435 mm ist demnach die Entfernung der inneren Radkante von der betreffenden Schienenkante im Mittel gleich

$$\frac{1435 - 1357}{2} = 39 \text{ mm}.$$

Diese Entfernung wächst, wenn die Achse sich um ihren Minimalspielraum von $\frac{10}{2}$ mm zwischen den Schienen aus der Mittelstellung verschiebt, auf 44 mm und auf 59 mm, wenn die Mittelachse in den Achsbüchsen oder diese in ihren Führungen im Ganzen noch um 30 mm verschiebbar ausfallen. Bei der noch zulässigen Minimalbreite von 125 mm der älteren Wagenachsbandagen ragen also diese noch um 125 — 59 = 66 mm über die Innenkante der Schienen hinaus. Sind die Radreifen so weit abgenutzt, dass der Minimalspielraum von 10 mm sich für sämmtliche Achsen auf das zulässige Maass von 25 mm vergrössert hat, so vermindert sich das oben zu 66 mm gefundene Maass auf $66 - \frac{15}{2} = 58{,}5$ mm, und kommen nur 45,5 mm der Radreifen zur Auflage, wenn der Radius

der Locomotive um ihren Schwerpunkt kann vorn nicht eintreten, ohne dass sich der hintere Maschinentheil in entgegengesetzter Weise bewegt; je leichter und unbehinderter diese Bewegung hinten erfolgen kann, um so heftiger treten auch vorn die Flantschenstösse bei der Laufachse auf.

Nach dem Vorstehenden darf die Mittelachse der Maschine nur dann verschiebbar angeordnet werden, wenn sie nicht zugleich die Treibachse bildet, während verschiebbare Vorderachsen das Schlingern der Maschine direct, und verschiebbare Hinterachsen dasselbe indirect befördern. Es erscheint aus diesen Gründen als empfehlenswerth, die Achsen so lange fest in den Rahmen zu lagern, als das die zu durchfahrenden Curven und Weichen der Bahn bei den zur Anwendung kommenden Radständen gestatten.

Findet ein zwangloses Durchfahren der Weichen nicht mehr statt, so ist es rathsam die Spurkränze der Mittelachse schmaler zu drehen, die Verschiebbarkeit dieser zwischen den Schienen demnach bis nahe auf das zulässige Maass von 25 mm zu bringen.[29])

Durch die Verminderung der Breite der Mittelachsspurkränze ist häufig ein zwangloses Durchfahren von Curven und Weichen, ohne sonstige Uebelstände mit in den Kauf nehmen zu müssen, zu erreichen. Genügt dieses Mittel allein nicht mehr,[30]) so giebt man der Hinterachse eine seitliche Verschiebbarkeit in den Lagerschalen oder den Achslagerkasten in ihren Führungen, welche jedoch nicht gern höher als 10 bis 13 mm nach jeder Seite hin von der Mitte aus, also als 20 bis 26 mm im Ganzen angeordnet wird.

Ist auch ein zwangloses Durchfahren der Curven bei schmalen Spurkränzen der Mittelachse und unter gleichzeitiger Anwendung verschiebbarer Hinterachsen nicht zu erreichen, so muss auch noch die Vorderachse verschiebbar gemacht werden, ein Fall, der bei Maschinen mit vier gekuppelten Achsen vorkommen kann.

Der Abstand der Mittelachse von ihrer normalen Stellung in dem Gleise einer Curve vom Radius ρ ist früher zu:

$$\frac{ab}{2\rho}$$

ermittelt, wobei a und b den Abständen der Mittelachse von den Endachsen, — a Abstand bis zur Hinterachse, b Abstand bis zur Vorderachse — entsprechen.

Bezeichnet ε_m das Maass der seitlichen Verschiebbarkeit der Mittelachse, von ihrer Mittelstellung aus gerechnet, so ist:

---

[29]) Da es die Endachsen allein sind, welche die Maschine in den geraden Strecken leiten, und da ferner die Spurkränze des auf dem äusseren Curvenstrange laufenden Rades der Vorderachse und des diesem diagonal gegenüberstehenden Rades der Hinterachse vorzugsweise in Curven angegriffen werden, so ist kaum zu befürchten, dass auch bei von vorn herein schmaler gedrehten Spurkränzen der Mittelachsen ein Abdrehen dieser eher erforderlich wird als bei den Endachsen. Bildet eine der beiden Endachsen zugleich eine Kuppelachse, so macht das Scharflaufen ihres Spurkranzes ohnehin auch ein Abdrehen der Mittelachsradreifen nothwendig, weil ohne ein solches die gekuppelten Räder verschiedene Durchmesser bekommen würden.

[30]) Ein zwangloses Durchfahren aller in freier Strecke vorkommenden Bahncurven muss unter allen Umständen angestrebt werden, ein geringer negativer Spielraum in den Weichencurven, und ein solcher von 5 bis höchstens 8 mm in den Weichen selbst erscheint jedoch als wenig bedenklich, weil diese stets langsam durchfahren werden und einen nur verhältnissmässig kurzen Theil der Bahn bilden.

$$\frac{ab}{2\rho} \leqq \delta + \sigma + \varepsilon_m \quad .\ .\ .\ .\ 19)$$

die Bedingung für das zwanglose Durchfahren der Curve.

Wird die hintere Endachse der Maschine um weitere ε_h Millimeter aus der Mitte verschiebbar angeordnet, so vergrössert sich dadurch der Spielraum der Mittelachse um: $\frac{\varepsilon_h \cdot a}{a+b}$, die Gleichung der Formel 19) geht daher in:

$$\frac{ab}{2\rho} \leqq \delta + \sigma + \varepsilon_m + \frac{\varepsilon_h \cdot a}{a+b} \quad .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ 20)$$

und in

$$\frac{ab}{2\rho} \leqq \delta + \sigma + \varepsilon_m + \frac{\varepsilon_h \cdot a}{a+b} + \frac{\varepsilon_v \cdot b}{a+b} \quad .\ .\ .\ .\ 21)$$

über, wenn auch noch die Vorderachse um ε_v verschiebbar gemacht wird. Für

$$\varepsilon_h = \varepsilon_v$$

ist

$$\frac{ab}{2\rho} \leqq \delta + \sigma + \varepsilon_m + \varepsilon_h \quad .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ 22).$$

Durch Vertauschung des Ausdrucks

$$\frac{ab}{2\rho} \text{ mit } \frac{a \cdot b \cdot t}{(a+b)\,l}$$

respective mit $\frac{a \cdot b}{a+b}\operatorname{tg}\alpha$, wobei t, l und α die frühere Bedeutung behalten, geben die Formeln 19) bis 22) die Bedingungen für das zwanglose Durchfahren von Weichen an, wenn für diese σ die Spurerweiterung an der Spitze der Weichenzungen bezeichnet, und wenn ferner der Umfang der Spurerweiterung nicht sehr kurz bemessen wurde.

Bei der Führung der Fahrzeuge in allen weniger scharfen Curven allein durch die Endachsen übt eine Verschiebbarmachung dieser aus den Mittelstellungen derselben Einfluss auf den Gang der Fahrzeuge aus wie eine der Summe der Verschiebungen der beiden Endachsen gleichkommende Spurerweiterung. Es sind aus diesem Grunde die aus verschiebbaren Endachsen resultirenden Beziehungen für die Bewegung derartiger Fahrzeuge in Curven denen analog, welche stattfinden, wenn sich die gleichen Fahrzeuge mit festen Achsen durch gleiche Curven bewegen, deren Spurweite aber um das Maass der Verschiebbarkeit der beiden Achsen vergrössert ist. —

Sonne berechnet in dem II. Capitel des I. Bandes dieses Werkes auf Seite 57 die Tangente des Winkels ω, unter welchem das äussere Rad der Vorderachse eines Fahrzeuges vom Radstande s in einer Curve mit dem Radius ρ und der Spurerweiterung ε der Fahrschiene zustrebt, wenn der Spurkranz des inneren Hinterrades die betreffende Schiene berührt, zu

$$\operatorname{tg}\omega = \frac{s}{2\rho} + \frac{\delta + \varepsilon}{s} \quad .\ .\ .\ .\ 23)$$

wobei δ die Spurerweiterung in gerader Strecke bezeichnet. —

Wird der Winkel, mit welchem das eine Hinterrad den betreffenden Schienenstrang in der Fahrrichtung schneidet, mit ω_1 bezeichnet, so ist ferner

$$\operatorname{tg} \omega_1 = \frac{s}{2\rho} - \frac{\delta + \varepsilon}{s}$$

$$\text{und } \operatorname{tg} \omega + \operatorname{tg} \omega_1 = \frac{s}{2\rho} + \frac{\delta + \varepsilon}{s} + \frac{s}{2\rho} - \frac{\delta + \varepsilon}{s} = \frac{s}{\rho}.$$

Werden die aus dem Anschneiden der Schienen durch die beiden Räder erwachsenden Widerstände den Tangenten der betreffenden Winkel proportional gesetzt, so zeigt die letzte Formel, dass in einer Curve die angewandte Spurerweiterung auf die Summe der betreffenden Widerstände durch beide Räder so lange ohne Einfluss bleibt, bis der Werth von $\operatorname{tg} \omega_1$ negativ wird, da für ein Rad selbstverständlich ein negativer Widerstand nicht auftreten kann. Der Winkel ω_1 wird aber negativ, so bald $\frac{s}{2v} < \frac{d + e}{s}$ ausfällt, es ergiebt sich demnach die obere Grenze e_{max} für die Spurerweiterung einer Curve, welche ohne eine Vermehrung des Curvenwiderstandes nicht überschritten werden darf, zu

$$e_{max} = \frac{s}{2\rho} - \delta$$

und, wenn die seitliche Verschiebbarkeit aus ihren Mittelstellungen für die Vorderachse mit ε_v und für die Hinterachse mit ε_h bezeichnet wird, zu

$$e_{max} = \frac{s}{2\rho} - \delta - \varepsilon_v - \varepsilon_h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 24)$$

den gleichen Werth für ε ergeben aber auch

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{s}{2\rho} - \frac{\delta + \varepsilon}{s} \text{ und}$$

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{s}{2\rho} + \frac{\delta + \varepsilon + \varepsilon_h + \varepsilon_v}{s},$$

wenn aus denselben der Werth von s aufgesucht wird, für welchen der Winkel ω am kleinsten ausfällt, wenn die Endachsen ε_v und ε_h verschieblich sind.

Nach beiden Formeln soll zur möglichsten Herabminderung des besprochenen Curvenwiderstandes der Radstand des Fahrzeuges so gross gewählt werden, dass der Curvenradius mit der Richtung der Hinterachse des Fahrzeuges zusammenfällt, sobald der Spurkranz des inneren Rades die innere Schiene berührt.[31])

Der zur Herabminderung des aus dem Anschneiden der Schienen durch die Räder erzeugten Widerstandes günstigste Radstand fällt demnach bei Fahrzeugen mit verschiebbaren Achsen erheblich grösser aus, als wenn die Achsen fest in den Rahmen lagern.[32])

---

[31]) Der Umstand, dass in Curven mit stark bemessenen Spurerweiterungen der Regel nach nur das äussere Vorderrad des Fahrzeugs die betreffende Schiene streift, und dass das innere Hinterrad sich der inneren Schiene nur so weit nähert, bis die betreffende Achse mit der Richtung des Curvenradius zusammenfällt, würde die überschiessende Spurerweiterung als unschädlich erscheinen lassen, wenn diese Stellung des Fahrzeugs überall stattfände und sich dasselbe ohne Schwankungen durch die Curve bewegte. Das ist aber keineswegs der Fall — bei Locomotiven schon nicht wegen der schwingenden Massen — es wird daher durch zu starke Spurerweiterung nicht nur der Widerstand der Fahrzeuge vergrössert, sondern auch mit wachsendem ω die Sicherheit gegen Entgleisungen vermindert.

[32]) Die abgeleiteten Formeln nehmen keine Rücksicht auf die Zuggeschwindigkeit. Nach Versuchen, welche in den Jahren 1865 und 1866 und ferner 1869 und 1870 auf der Cöln-Mindener Bahn zur Ermittlung des Eigenwiderstandes von Güterzügen angestellt sind, ermässigt sich der Einfluss von Curven auf diesen Widerstand mit wachsender Zuggeschwindigkeit. Diese Erscheinung

Die Bedingung für das zwangfreie Durchfahren einer Curve durch ein Fahrzeug mit mehr als zwei Achsen lautet

$$\frac{a\,b}{2\,\rho} \leqq 0{,}01 + \sigma + \varepsilon_m + \varepsilon_h,$$

wenn die Hinterachse um ε_h und die Mittelachse um ε_m verschiebbar angeordnet wird. Ist die Mittelachse fest gelagert, dagegen die Maschinenvorderachse um ε_v

ist durch den Einfluss der Ueberhöhung des äusseren Curvenstranges, die mehr den grösseren als den kleineren zur Anwendung gekommenen Geschwindigkeiten entspricht, nicht wohl allein zu erklären, da sie in gleicher Weise sich bei auftretenden Seitenwinden fühlbar macht. Wird zur Ermittlung des Widerstandes der Wagen in kg pro Tonne Eigengewicht die Formel

$$w = \alpha + \beta v$$

benutzt, in welcher α die constanten und βv die mit der Geschwindigkeit v wachsenden Widerstände bezeichnet, und wird ferner die als constant anzusehende Vermehrung des Zugwiderstandes durch eine Curve von Radius ρ mit c bezeichnet, so ist

$$w_c = \alpha + \beta v + c$$

gleich dem Widerstande des Fahrzeuges in einer Curve.

Das Glied βv repräsentirt zum erheblichen Theile den durch das Schlängeln der Wagen zwischen den Schienen hervorgerufenen Zugwiderstand, was dadurch bewiesen wird, dass durch Verminderung der schlängelnden Bewegungen bei Vergrösserung des Radstandes sich auch der Coefficient β vermindert. Diese Bewegungen vermindern sich aber ebenfalls, wenn ein rasch fahrender Zug aus der geraden Strecke in eine Curve einläuft, es steht also der constanten Widerstandsvermehrung c durch die Curve eine sich mit zunehmender Geschwindigkeit v steigernde Ermässigung des Gliedes βv unserer Formel gegenüber.

Hängt ein Theil $\mu\,\beta\,v$ des Widerstandes βv von den Schwankungen der Fahrzeuge ab so darf auch angenommen werden, dass dieser Theil sich in demselben Verhältnisse vermindert, in welchem der Radstand s der Fahrzeuge wächst, weil sich der Ausschlagwinkel, um welchen das Fahrzeug sich um die verticale, durch seinen Schwerpunkt gehende Achse verdrehen kann, in gleichem Verhältnisse vermindert.

Unter den gemachten Annahmen und wenn ferner vorausgesetzt wird, dass die obige Formel für Fahrzeuge von dem Radstande s zutrifft und dass ferner der Curvenwiderstand den Radständen der Fahrzeuge direct und dem Curvenhalbmesser ρ umgekehrt proportional wächst, wird für Fahrzeuge mit dem Radstande s

$$w_c = \alpha + (1-\mu)\beta v + \frac{\mu\,\beta\,s'\,v}{s} + \gamma\,\frac{s}{s'\rho}.$$

Diese Formel ist für $s = s'$ mit der früheren identisch, wenn $\frac{\gamma}{\rho}$ gleich c gesetzt wird. Um den zur Herabminderung des Widerstandes günstigsten Radstand s aus dieser Formel zu ermitteln, ist die erste Abgeleitete derselben noch s gleich Null zu setzen; man erhält dann

$$\frac{\gamma}{s'\rho} = \frac{\mu\,\beta\,s'\,v}{s^2}$$

oder

$$s = s'\sqrt{\frac{\mu}{\gamma}}\cdot\sqrt{\rho\,v\,\beta}.$$

Bei dem Versuchszuge der Cöln-Mindener Bahn betrug der Radstand s' der Fahrzeuge 3,3 m und der Coefficient β, wenn die Wagen beladen waren 0,04, und wenn sie leer liefen 0,09. Wird ρ in Metern ausgedrückt, so darf ferner (nach den für die braunschweigschen Bahnen geltenden Vorschriften) γ zu 760 angenommen werden, es wird demnach allgemein

$$s = 3{,}3\sqrt{\frac{\mu}{760}}\cdot\sqrt{\rho\,v\,\beta} = 0{,}114\sqrt{\mu\,\rho\,v\,\beta} \quad \text{Formel A.}$$

und für beladene offene Güterwagen

$$s = 3{,}3\sqrt{\frac{\mu}{760}}\,\sqrt{\rho\cdot v\cdot 0{,}04} = 0{,}0228\,\sqrt{\mu\cdot\rho\cdot v}$$

und für offene unbeladene Güterwagen

$$s = 3{,}3\sqrt{\frac{\mu}{760}}\,\sqrt{\rho\cdot v\cdot 0{,}09} = 0{,}0343\,\sqrt{\mu\cdot\rho\cdot v}.$$

Die Formel A. ist allerdings zur Berechnung des zur Verminderung des Gesammtwider-

aus ihrer Mittelstellung verschiebbar und wird zur Vereinfachung der Formeln $a = b = \frac{s}{2}$ gesetzt,[33] so ist

$$\frac{s^2}{8\rho} \leq \delta + \sigma + \varepsilon_h + \varepsilon_v \quad \ldots \quad 25)$$

die Bedingung für das zwangfreie Durchfahren der Curve vom Radius ρ.

Die zur Anwendung kommenden Spurerweiterungen sind auf den einzelnen Bahnen ausserordentlich verschieden; in Frankreich und in Amerika sind Spurerweiterungen überhaupt nicht beliebt.

Als Beispiel für die auf deutschen Bahnen vorkommenden Spurerweiterungen mögen die auf der Rheinischen Bahn stattfindenden mitgetheilt werden.

Nach den dortigen Bestimmungen beträgt bei einem

Radius der Curve in Metern von	900	800	700	600	500	450	400	300	175
die Spurerweiterung in Millimetern	1	2	3	4	6	7	8	11	30.

Diese Spurerweiterungen gestatten die Anwendung von Fahrzeugen mit festen Achsen, in Flachlandsbahnen mit Radien von 1100 m bis zu einem Achsstande von

$$s = \sqrt{8 \cdot 1100 \cdot 0{,}01} = 9{,}4 \text{ m},$$

im Hügellande mit Radien von 600 m bis zu einem Achsstande von

$$s = \sqrt{8 \cdot 600(0{,}01 + 0{,}004)} = 8{,}2$$

und für Gebirgsbahnen mit Radien von 300 m, bis zu einem Achsstande von

$$s = \sqrt{8 \cdot 300(0{,}01 + 0{,}011)} = 7{,}1 \text{ m}$$

und endlich für ρ gleich 300 m, bis zu einem Achsstande von

$$s = \sqrt{8 \cdot 175(0{,}01 + 0{,}03)} = 7{,}5 \text{ m}.$$

Werden die Radstände für obige vier Curven nach der Formel 24) von Sonne so bemessen, dass der Winkel, unter welchem das äussere Vorderrad den Schienenstrang schneidet, möglichst gering ausfällt, so ist

$$s = \sqrt{2\rho(\sigma + \delta)}$$

und für $\rho = 1100$

$$s = \sqrt{2 \cdot 1100 \cdot 0{,}01} = 4{,}7 \text{ m}$$

für $\rho = 600$

$$s = \sqrt{2 \cdot 600\,(0{,}01 + 0{,}004)} = 4{,}1 \text{ m}$$

und für $\rho = 300$

$$s = \sqrt{2 \cdot 300\,(0{,}01 + 0{,}011)} = 3{,}5 \text{ m}$$

und für $\rho = 175$

$$s = \sqrt{2 \cdot 175\,(0{,}01 + 0{,}03)} = 3{,}7 \text{ m}.$$

---

standes in einer Curve vom Radius ρ vortheilhaftesten Radstandes noch nicht zu benutzen, weil der Coefficient μ unbekannt ist, sie zeigt aber, dass dieser Radstand der Wurzel aus der Zuggeschwindigkeit mal dem Curvenradius proportional wächst und dass er für unbeladene Wagen grösser als für beladene, und ferner für bedeckte Wagen grösser als für offene Wagen ausfällt.

Es erscheint aus diesen Gründen die übliche Erweiterung des Radstandes für Personenwagen gegenüber dem der Güterwagen als rationell. Was für die Wagen gesagt wurde, gilt offenbar auch für Locomotiven. Auch hier ist für die rascher fahrenden und leichteren Maschinen, gegenüber den schweren Güterzuglocomotiven, eine Erweiterung des Radstandes anzustreben.

[33]) Da der zulässige Achsstand für a gleich b etwas kleiner ausfällt, als wenn a und b verschiebbar sind, so gestattet der unter obiger Voraussetzung berechnete zulässige Maximalachsstand unter allen Umständen ein zwangfreies Durchfahren der Curven.

Die ermittelten zulässigen und günstigsten Radstände in Curven wachsen erheblich, sobald sich durch Abnutzung der Spurkränze oder in anderer Weise die zu 0,01 angegebene minimale Verschiebbarkeit der Achsen zwischen den Schienen in gerader Strecke vergrössert.

Die günstigsten Radstände betragen dabei überall nur die Hälfte von den zulässigen Radständen.

Der Umstand, dass stets nur eine verhältnissmässig kurze Bahnstrecke mit den schärfsten Curven tracirt ist, dass aber die nach diesen construirten Fahrzeuge in allen übrigen Strecken sich ungünstig bewegen, dürfte eine erhebliche Erweiterung der nach den engsten Curven bemessenen günstigsten Radstände rathsam machen, diese Erweiterungen dürfen aber nie das Maass überschreiten, innerhalb dessen allein das zwanglose Durchfahren aller in freier Strecke liegenden Curven gesichert ist.

Eine Verminderung des Achsstandes unter das nach Sonne ermittelte Maass erweist sich unter allen Umständen als schädlich, weil es den Winkel ω vergrössert, ohne gleichzeitig die Bewegung des gegenüber liegenden Hinterrades günstiger zu gestalten.

Die Radstände, bei denen unter gleichzeitiger Anwendung der in Deutschland üblichen Spurerweiterungen das zwanglose Durchfahren aller in freier Bahnstrecke vorkommenden Curven noch gesichert bleibt, sind so erheblich, dass eine seitliche Verschiebbarkeit einzelner Endachsen unnöthig wird. Eine solche Verschiebbarkeit aber wegen der vorkommenden Weichen und Weichencurven anzuordnen, liegt bei Gebirgsbahnen kein besonderer Grund vor, weil Weichen und Weichencurven hier kaum anders construirt werden als für Flachlandsstrecken. Da verschiebbare Endachsen den Winkel ω, unter welchem (nach Sonne) das äussere Vorderrad den Schienenstrang schneidet, in gleicher Weise vergrössern wie Spurerweiterungen, so verstärken solche verschiebbare Endachsen nur die Curvenwiderstände und die Reifenabnutzungen der Vorderräder. Es sind aus diesen Gründen in Deutschland Maschinen mit seitlich verschiebbaren Achsen nicht gerechtfertigt und auch wenig üblich.

In Frankreich, wo die bei uns üblichen starken Spurerweiterungen nicht beliebt sind, verhält sich die Sache ganz anders, es kommen daher dort verschiebbare Achsen weit häufiger zur Anwendung als bei uns.

Statt der Anordnung verschiebbarer Endachsen würde sich aber in sehr vielen Fällen auch in Frankreich ein Schmalerdrehen der Mittelachsradreifen empfehlen.

B. Radiale Einstellung der Achsen.

Das Anschneiden der Schienen durch die Räder der Endachsen wird vermieden, wenn Einrichtungen vorhanden sind, welche ein radiales Einstellen dieser Achsen zu den verschiedenen Curven gestatten. — Die Construction kann dabei so getroffen werden, dass die Einstellung der Achsen einzeln oder gruppenweis erfolgt und dass dieselbe unter gleichzeitiger seitlicher Verschiebung der Achsen oder ohne eine solche stattfindet.

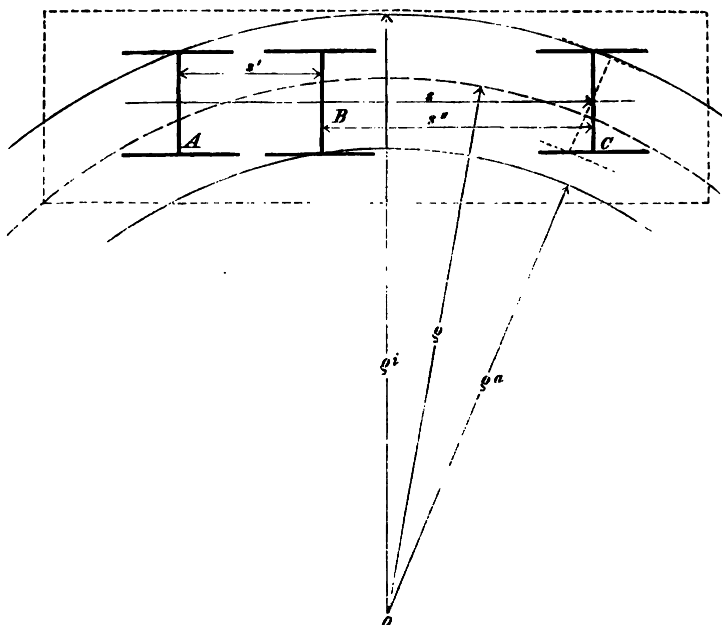
Bei Locomotiven pflegt eventuell nur eine radiale Einstellung der Vorderachse oder der Vorderachsen vorgesehen zu werden. Die Construction wirkt aber zugleich günstig auch auf die Stellung der übrigen Achsen zurück, wenn zugleich eine seitliche Verschiebung der Vorderachsen vorgesehen wird.

Durch die radiale Einstellung einzelner Achsen in die Bahncurven ändern sich die Entfernungen der Räder voneinander, indem sich diese für den inneren Curven-

strang einander nähern und für den äusseren voneinander entfernen Diese Variationen der Radentfernungen schliessen aber eine Kuppelung der Achsen in der üblichen Weise aus und haben zu Constructionen geführt, welche wegen ihrer Complicirtheit nur ungern in Anwendung gebracht werden. — Namentlich aus diesem Grunde kommen Locomotiven, bei welchen sich gekuppelte Achsen normal zur Curve einstellen können, weit minder häufig vor als solche, bei welchen diese Einstellung allein für die Laufachsen vorgesehen ist. Wegen der in Deutschland üblichen Spurerweiterungen in Curven hat eine gleichzeitige seitliche Verschiebbarmachung der für eine radiale Einstellung eingerichteten Achsen kaum einen Zweck, während, eben dieser Spurerweiterungen wegen, sich eine Einstellung der Vorderachsen noch als weit vortheilhafter erweist als z. B. in Frankreich und in Amerika.

§ 19. Von dem Einflusse des Wendeschemels mit festem Mittelzapfen auf das Durchfahren von Curven. — Bezeichnen A, B und C in Fig. 3 die drei festen Achsen eines Fahrzeuges, welches sich noch eben zwangfrei durch die Curve

Fig. 3.



vom mittleren Radius ρ $\left(\text{es ist } \rho = \frac{\rho_i + \rho_a}{2}\right)$ bewegt, so wird der Spielraum der Räder mit den Schienen kaum merklich geändert, wenn die Vorderachse C aus der gegebenen in die punktirt gezeichnete Stellung übergeht, wenn sie sich also radial zur Curve einstellt.

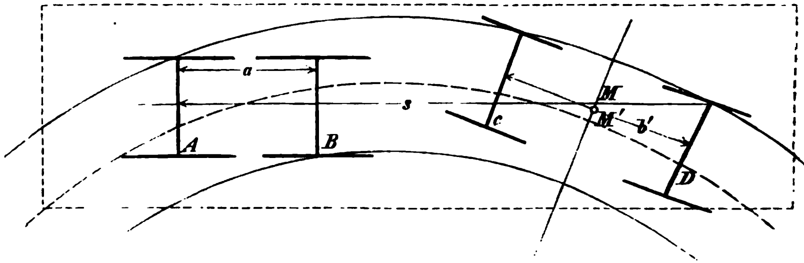
Durchaus abweichend gestalten sich dagegen die Verhältnisse, wenn, wie in Fig. 4, p. 1102, zwei oder mehr Achsen in einem um den Mittelzapfen M drehbaren und ebenfalls nicht seitlich verschiebbaren Untergestelle untergebracht sind.

Wird von der geringen Verschiebung dieses Mittelzapfens von M nach M', welche sich zu

$$M\,M' = \frac{b'^2}{8\,\rho}$$

berechnet, abgesehen, so behalten die Räder des gezeichneten Fahrzeuges die gleichen Spielräume mit den Schienen wie eine Locomotive mit einem Achsstande gleich

Fig. 4.

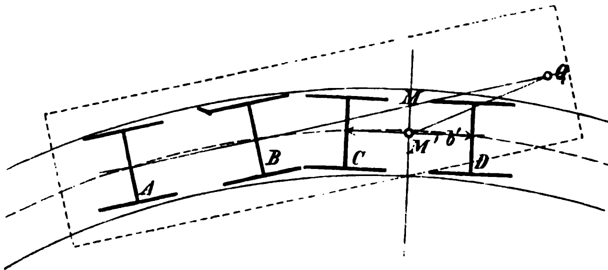


dem Abstande des Drehzapfens M von der Hinterachse. Die Anordnung gewährt also ein Mittel, den sonst zulässigen Radstand s um das Maass $\frac{b}{2}$ zu vergrössern.

Es wird bei dieser Construction die Entfernung der Vorderachse D von der Hinterachse A der **totale** und die Entfernung von M bis A der **feste** Radstand genannt.

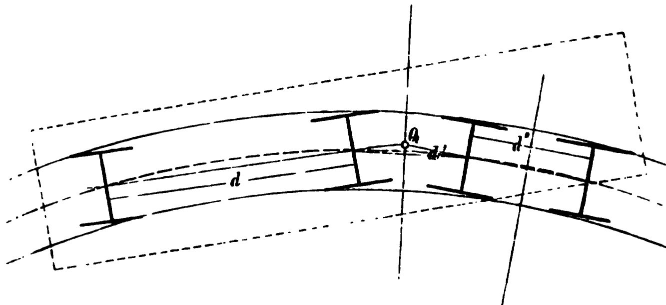
Noch günstiger für eine Vergrösserung des totalen Radstandes sind die Bedingungen bei einer Anordnung der Achsen nach der Fig. 5, wenn also das Vorder-

Fig. 5.



gestell sich nicht nur um seinen Mittelpunkt M verdrehen, sondern auch zugleich seitlich um das Maass $M\ M'$ aus seiner Mittelstellung verschieben kann. Die Bedingungen sind offenbar die gleichen wie bei einem Fahrzeuge mit einem festen

Fig. 6.



Achsstande $A\ M$, dessen Vorderachse um das Maass $M\ M'$ seitlich verschiebbar angeordnet ist.

Wird, vergl. Fig. 6, p. 1102, der Drehpunkt Q des Vordergestells nach rückwärts verlegt, so kann seine Wahl so getroffen werden, dass die seitliche Verschiebung des Vordergestells zugleich die richtige Einstellung der betreffenden Achsgruppe zur Curve bewirkt, sobald diese mit constantem Radius verlegt ist. Die hier stattfindenden Verhältnisse sind offenbar die gleichen, wie sie für die Bewegung quergekuppelter Maschinen (mit dem Tender) erörtert wurden, es ergiebt sich daher die vortheilhafteste Lage des Drehpunktes O aus der Beziehung

$$x = \frac{d'(d''+d')}{d+d''+2d'};$$

für d'' gleich Null, wenn also nur eine Achse in dem Vordergestell untergebracht ist, geht die letzte Formel in

$$x = \frac{d'^2}{d+2d'} \text{ über.}$$

Da nach beiden Formeln x niemals negativ werden kann, so ist eine Verlegung des Drehpunktes Q vor das Vordergestell (vergl. Fig. 5, p. 1102) nur im Stande, eine seitliche Verschiebung des letzteren zu vermitteln, wobei sich die Stellung der Achse zu der Curve noch verschlechtert.

Es bedarf aus diesem Grunde bei der letztgenannten Anordnung stets noch eines zweiten Drehzapfens M', wenn zugleich eine radiale Einstellung des Gestells zur Curve verlangt wird.

Die Bewegung der Achsen, wenn eine Drehung des Gestells auch um M' nicht vorgesehen ist, durch alle Curven und Weichen, ist sowohl bei richtiger, als auch bei falscher Wahl des Drehpunktes Q (des Querkuppelungspunktes zwischen Maschine und Tender) ganz nach denselben Formeln zu beurtheilen, welche im Capitel X. für quergekuppelte Locomotiven abgeleitet wurden.

Es erübrigt noch, über die partiellen Radstände der in Truckgestellen gelagerten Achsen das Wichtigste nachzufügen.

Wird, wie das Eingangs unserer Untersuchungen über das Befahren von Curven durch Maschinen mit mehr als drei Achsen motivirt wurde, der Einfluss der Raddurchmesser und der Höhe der Spurkränze auf den zulässigen Radstand vernachlässigt, so ist ersichtlich, dass die radiale Einstellung der Achse C der Skizze 3, p. 1101, auf die Bestimmung von s ohne Einfluss bleibt.

Durch Vertauschung der einen Endachse C der Skizze 3 mit den beiden Achsen C und D der Skizze 4, p. 1102, würde an dem für jene Anordnung gefundenen Resultate nichts geändert werden, wenn sich der Drehpunkt M des Truckgestells nicht um das Maass

$$M M' = \frac{b'^2}{8\rho}$$

nach der inneren Seite der Curve zu verschöbe. Da das zwangsfreie Befahren der Curve eine Verschiebung dieses Drehpunktes nach der entgegengesetzten Richtung hin wünschenswerth macht, so ist klar, dass die Verschiebung nach M' hin die gleiche Wirkung auf die Bemessung des festen Radstandes s ausüben muss, wie die Einführung der gleichen Verschiebbarkeit der Vorderachse mit negativem Vorzeichen in die früher gefundenen betreffenden Formeln.

Wird die Entfernung von A nach B wie früher (vergl. Fig. 1, p. 1085) mit a und von B nach M mit b bezeichnet, so muss nach Formel Nr. 20, p. 1096.

$$\frac{ab}{2\rho} \leqq \delta + \sigma + \varepsilon_m + \frac{\varepsilon_h \cdot a}{a+b} + \frac{\varepsilon_v \cdot b}{a+b}$$

von der Maschinenhinterachse entspricht. Da für diese separaten Radgestelle besondere, zwischen den einzelnen Achsgruppen liegende Drehpunkte nicht vorhanden sind, so haben dabei knapp bemessene Radstände d und d'' auch nicht den schädlichen Einfluss auf den ruhigen Gang der Fahrzeuge in geraden und wenig gekrümmten Strecken wie kleine Maasse für b' in den Figuren 4 und 5, sondern es darf sogar das Maass d'' zu Null, das vordere Radgestell also mit nur einer Achse ausgerüstet werden.

§ 20. Constructives bezüglich verschiebbarer Achsen. — Bei Besprechung der Mittel, durch welche ein zwangloses Befahren von Curven und Weichen zu erreichen ist, wurden bereits die seitlich verschiebbaren Achsen aufgeführt, die erforderlichen Verschiebungen ermittelt und zugleich die Uebelstände besprochen, welche aus der Verschiebbarmachung namentlich der Endachsen erwachsen und die derartige Constructionen für die Treibachse unthunlich machen.

Diese Uebelstände beruhen bei verschiebbaren Endachsen besonders in dem verstärkten Schlingern der Maschine und, bei den Trieb- und Kuppelachsen, in der anormalen Uebertragung des Kolbendruckes auf erstere durch die Kurbelstangen und auf letztere durch die Kuppelstangen, Uebelstände, welche durch Anwendung der Kugelform oder durch Vergrösserung der durch die Kurbel- und Kuppelstangenlager bedingten Längen der Kurbel- und Kuppelzapfen nur gemindert, nicht aber ganz beseitigt werden können. In dem Schmalerdrehen der Spurkränze der betreffenden Achsen, sobald diese nicht zugleich Endachsen der Locomotive sind, lernten wir ein noch viel zu wenig beachtetes einfaches und auch rationelles Mittel kennen, die Verschiebbarmachung solcher Achsen unnöthig zu machen.

Eine Verschiebbarkeit der Achsen wird in einfachster Weise erreicht, indem man die Achsschenkel länger als die betreffenden Lagerschalen anordnet. Bei dieser Construction setzen die Achsen ihrer seitlichen Verschiebung einen im Vergleich zu ihrer Belastung nur sehr geringen Widerstand entgegen, was sich durch heftige seitliche Bewegungen der Locomotive fühlbar macht. Solche Schwankungen stellen sich nach längerem Betriebe von selbst ein, indem sich der seitliche Spielraum zwischen Achsbund und Lagerschale durch die gegenseitige Abnutzung erweitert, und bilden sie einen der am häufigsten vorkommenden Gründe für die Erneuerung der Lagerschalen.

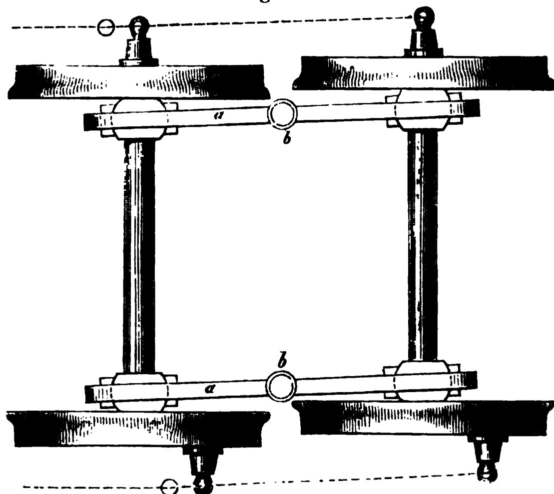
In der Regel wird eine Verschiebung der Achsen dadurch ermöglicht, dass die Führungen der Lagerkasten in den Achsbacken seitlich Spielraum bekommen. Ordnet man dabei die Auflagerfläche für den Federhalter nach aussen und innen geneigt an, so bewirkt jede Verschiebung der Achse eine entsprechende Mehrbelastung der betreffenden Tragfeder und daher eine geringe Hebung der Locomotive, welche nicht nur die Verschiebung erschwert, sondern auch die Achse in ihre Mittellage zurückzudrücken bestrebt ist.[34])

---

[34]) Der seitliche Spielraum des Lagerkastens in seinen Führungen gewährt noch den weiteren Vortheil, dass er bei mangelhafter Gleislage die Schrägstellung der Achse zur Locomotive in verticaler Richtung ohne Herbeiführung heftiger Pressungen und Durchbiegungen der Rahmen ermöglicht, die unter gleichen Umständen bei genau passenden Führungen unvermeidlich sein würden. Die Achse kann in verticaler Richtung um ihren Mittelpunkt schwingen und wirkt demnach in gewissem Sinne als Balancier. Bei nicht verschiebbaren Achsen kann dieser Zweck in einfacher Weise erreicht werden, indem man die Führungsrippen des Lagerkastens nach oben und unten hin etwas erweitert und nur in der Ebene des Lagerhalses dicht an die Achsbacken treten lässt. Haswell hat in gleicher Absicht eine reichlich complicirte Construction zur Anwendung

gelangt, mit Achtkupplern voller Adhäsion Curven von 300 Fuss engl. (= 91,5 m) Radius in Rampen von 1 : 45 anstandslos zu befahren. Die ersten, nach oben angedeutetem Princip gebauten Maschinen waren für die Gebirgsstrecken der pennsylvanischen Centralbahn bestimmt.

Fig. 8.



System Beugniot. Das Beugniot'sche Princip der Achsenbewegung besteht darin, dass den Lagern oder Lagerführungen ein entsprechender Spielraum ertheilt ist und je zwei benachbarte Achsen durch einen Balancier verbunden werden, dessen Drehpunkt im Hauptrahmen liegt und dessen Enden die Achsen gabelförmig einschliessen. Die in Rede stehende Construction wurde zuerst bei Achtkupplern für die Apenninenbahnen Mittel-Italiens in Anwendung gebracht, bei denen die erste und zweite Achse einerseits und die dritte und vierte Achse andererseits in der angedeuteten Weise durch Balanciers in Verbindung standen. Später wurde der Beugniot'sche Apparat auch bei den zwölfrädrigen Maschinen mit 4 Cylindern der Französischen Nordbahn (System Petiet) eingeführt und zwar in der auf Taf. LXVII in den Figuren 4 — 6 dargestellten Anordnung. Die Blechbalanciers *b b* sind dabei unterhalb der Achsen angebracht und ruhen in sphärischen Zapfen *P*, welche auf der Traverse *t* festsitzen. Der Balancier trägt an jedem Ende eine Gabel *f*, welche den Wellenhals, der seinerseits auf der glatten Achse durch die aufgesetzen Doppelmuffen *mm* (vergl. Fig. 5) gebildet wird, umfasst. Der Balancier der Vordergruppe befindet sich in der Mitte zwischen beiden Langträgern, der der Hintergruppe ist im vorliegenden Falle seitlich gelegt (Fig. 6), was jedoch im Wesen der Sache keinerlei Unterschied macht. Die Mittelachse jeder Gruppe ist Treibachse und besitzt kein Spiel in den Lagern, hingegen schmaler gedrehte Spurkränze. Die Kurbelzapfen der Treibachse sind daher, wie gewöhnlich, cylindrisch gemacht, die Kuppelzapfen der übrigen 4 Achsen jedoch sämmtlich sphärisch bei entsprechender Anordnung und Form der Kuppelstangenlager.

Dem Beugniot'schen System der Achsenverschiebung dürfte der Vorwurf grosser Complicirtheit nicht zu ersparen sein.

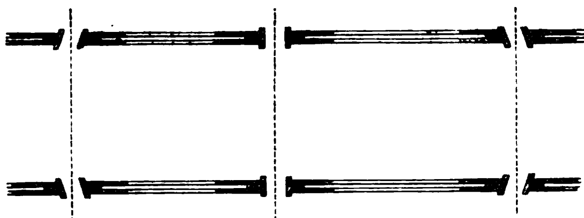
System Caillet. Die Achsenverschiebung wird durch seitliches Spiel der Lagerkästen in ihren Führungen ermöglicht, diese Verschiebung aber nicht durch geneigte Auflagerflächen für die Federstützen, sondern durch Blattfedern erschwert, welche zwischen den Lagerkästen derselben Achse angebracht sind. Die Detailconstruction ist durch die Fig. 10, Taf. XLVII, verdeutlicht. Der Apparat ist nur für Locomotiven mit innerhalb der Räder liegenden Rahmen verwendbar und besteht aus den zwei Blattfedern *r r'*, welche auf der Traverse *E* befestigt sind, die in Löcher der Hängestangen *t'* der eigentlichen Tragfedern *S* frei eintreten. Auf diese Verlängerungen der Querverbindung *E* sind ferner die gabelförmigen Muffen *C C'* geschraubt, welche sich einerseits gegen die Enden der Zwischenfedern und andererseits

gegen die oben erwähnten Stangen der Tragfedern *SS* stützen. Vermöge der Mutter *e* kann die Spannung der horizontalen Federn in der Weise regulirt werden, dass im Zustande der Ruhe die Enden der Muffen keinen Druck auf die Federstangen ausüben. Letztere ruhen, wie gewöhnlich, oben auf den Lagerkästen, es ist jedoch zwischen beide Theile eine gut in Oel gehaltene Zwischenplatte geschoben.

Sobald die Achse infolge einer genügenden gegen den Spurkranz ausgeübten Pressung sich seitlich verschiebt, findet eine Zusammendrückung des zwischen den Achsbüchsen befindlichen Federsystems statt, während beim Austritt der Maschine aus der Curve mit verschwindendem Druck gegen die Spurkränze die Federn die Achse wieder in ihre Anfangsstellung zurückdrücken. In der Regel giebt man den Lagerkästen in ihren Führungen von der Mitte aus nach beiden Seiten hin 10 mm Spiel und den Federn passend eine Spannung, welche bei mittlerer Lage der Achse $^1/_7$ der betreffenden Achsbelastung gleichkommt. Unter solchen Bedingungen in England mehrfach zur Ausführung gekommene und unter dem Namen »System Slaughter« bekannt gewordene Constructionen sind dort für Tendermaschinen mit 4 Kuppelachsen von der Avonside Compagny auf der Vale of Neath-Eisenbahn eingeführt. Es sind dort nur schwache Abnutzungen der Radreifen bei im Ganzen allerdings mässigen Curven constatirt, deren Radien jedoch in der Gegend von Swansea bis auf 152 m herabsinken. Die betreffenden Maschinen haben eine Radbasis von 4,65 m, und sind unter sich das erste und zweite und ferner das dritte und vierte Räderpaar durch in der Rahmenebene gelegene Balanciers verbunden.

System Riener. Das System der radialen Achsbüchsen, in Oesterreich als System Riener und in England als System Adams bekannt, bewirkt nicht nur eine seitliche Verschiebung der Achsen, sondern auch zugleich mehr oder minder ihre radiale Einstellung zu der betreffenden Curve. Da sich bei dieser radialen Einstellung die Entfernungen der Radmitten ändern, so sind radiale Achsbüchsen nur für Laufachsen verwendbar. Radiale Achsbüchsen sind englischerseits bei Maschinen für die St. Helena-Bahn ausgeführt, und zwar für achträdrige Locomotiven, deren zwei Kuppelachsen in 2,745 m Entfernung voneinander liegen, während sowohl die vordere als auch die hintere Laufachse die in Rede stehende Verschiebbarkeit besitzen. Die Achsbüchsen sind im vorliegenden Falle nach dem Umfange eines Kreises abgerundet, dessen Centrum in dem Mittelpunkte der nächsten festen Achse (Kuppelachse resp. Treibachse) liegt und dessen Halbmesser hier 2,134 m beträgt. Diesem Radius entsprechend sind natürlich auch die Gleitbacken der Lagerkästen gekrümmt, wobei diesen der sehr grosse Spielraum von 115 mm in der Längenrichtung der Achse gegeben ist. Der Federhalter ruht nicht direct, sondern mittelst einer Rolle auf der Oberseite des Lagers, um die Reibung bei der Verschiebung des letzteren zu vermindern.

Fig. 9.



Die durch Holzschnitt Fig. 9 und in den Fig. 22 bis 26 auf Taf. XLI dargestellte Construction von Wöhler bei Maschinen der Niederschlesisch-Märkischen Bahn möchte der Adam'schen vorzuziehen sein, einmal weil die geradlinigen Führungen der ersteren, ohne der leichten Verschiebbarkeit Abbruch zu thun, leichter herzustellen sind, hauptsächlich aber, weil bei einer Verschiebung der Achsen diese in den rechtwinkeligen Stand zurückgedrängt werden, während bei der Adam'schen Construction dieser wesentliche Factor

zur guten Manipulation der Einrichtung, den auch Fairbairn und Caillet nicht ausser Acht gelassen haben, fehlt. Während Caillet und Fairbairn zu diesem Zwecke besondere Federn angewendet haben, hat Wöhler dies in sehr sinnreicher Weise durch die Art der Belastung erreicht. Die Federstütze endigt in die Platte *a* mit dem Zahne *b*, welcher sich so auf das Zwischenstück *c* stützt, dass der Zahn *b* in die Vertiefung desselben tritt. Das Stück *c* kann auf der Achsbüchse hin und her schwingen. Bei normaler Stellung liegt die Platte zu beiden Seiten des Zahnes auf (Fig. 25 auf Taf. XLI). Wird aber die Achsbüchse verschoben, so stellt sich das Stück *c* schräg, die Platte *a* hebt sich an der einen Seite des Zahnes von dem Stücke *c* ab, und der Berührungspunkt rückt so weit zur Seite (Fig. 26, Taf. XLI), dass infolge der Richtung des Druckes die Achsbüchse in ihre normale Lage zurückgedrängt wird. Die trigonometrische Tangente des Winkels, den die Achsgabelbacke mit der Mittellinie der Achse bildet, ist $= \frac{\text{Spurweite}}{\text{Radstand}}$.

Die mit den Adam'schen Achsbüchsen versehenen Maschinen, welche innenliegende Cylinder und doppelte Rahmen (ausserhalb und innerhalb der Räder) haben, deren äusserer die Achsbüchsen sämmtlicher Achsen aufnimmt, während der innere ausserdem noch Lager für die gekröpfte Achse enthält, haben die wohl einzig dastehende Eigenthümlichkeit, dass der über die hintere (Lauf-) Achse fortlaufende innere Rahmen über dieser als Nothachsgabel geformt ist.

Ausserdem sind Maschinen mit radialen Achsbüchsen auch auf den Bahnen in England in Anwendung, so z. B. bei Tendermaschinen der Great Northern-Eisenbahn für den Localdienst gewisser Stationen der Metropolitan-Bahn, für die Hinterachsen der Zugmaschinen der London-Chatam-Dover-Eisenbahn in Curvenstrecken von 91,5 m Radius und Rampen von 28 auf 1000. Die letzteren Maschinen haben Innencylinder von 420 × 560 mm und doppelte Rahmen mit äusserer und innerer Lagerung der Treibachse. Die Kuppelräder besitzen 1,67 m Höhe, die Räder der in Radialachsbüchsen gelagerten und hinter der Feuerkiste angebrachten Laufachse haben 1,22 m Durchmesser. Die als Tenderlocomotiven construirten Maschinen besitzen 4,88 m Radstand. Der Krümmungsmittelpunkt der Radialachsbüchsen beträgt 0,87 m und liegt in der Mitte des Abstandes des gekuppelten Achsenpaares. Die für 64 km Geschwindigkeit bestimmten Maschinen besitzen bei einem Dienstgewichte von 39 t eine gleichmässige Belastung aller drei Achsen und laufen gleich gut vorwärts und rückwärts.

§ 21. Constructives bezüglich beweglicher Radgestelle. — Bezüglich des Einflusses, welchen die radiale Einstellung einzelner Achsen oder ganzer Radsysteme, wobei gleichzeitig neben dieser radialen Einstellung noch eine seitliche Verschiebung der Achsen vorgesehen sein kann, auf das zwanglose Durchfahren von Curven hat, ist bereits von uns das Nöthige erörtert worden.

Während bei den übrigen Constructionen verschiebbarer Achsen der Parallelismus der Achsen bestehen blieb, bewirkten die radialen Achsbüchsen von Riener resp. von Adams eine mehr oder minder vollkommene Einstellung der Achsen zu den betreffenden Curven, die letztgenannte Construction bringt also wenigstens annähernd dieselbe Wirkung hervor, welche durch gegliederte Radgestelle erreicht werden soll.

Die gebräuchlichste und in Amerika mit besonderer Vorliebe angewandte diesbezügliche Construction ist die des zweiachsigen Wendeschemels, als dessen Erfinder meist der Amerikaner Norris angesehen wird.

Es hat jedoch bereits Robert Stephenson im Jahre 1834 die erste sechsrädrige Locomotive mit beweglichem Radgestell nach Amerika geliefert. [35])

---

[35]) Robert Stephenson lieferte 1835 auch für den Bau der London-Birmingham-Bahn eine Maschine mit beweglichem Vordergestell und mit Aussencylindern nach demselben Systeme,

Seit jener Zeit ist dieses System, um dessen weitere Ausbildung sich besonders William Norris in Philadelphia grosse Verdienste erworben hat (er führte dasselbe später auch in Europa und zwar zunächst in Oesterreich ein), dort und auch in England zur allgemeinen Geltung gekommen.

Der Wendeschemel (vergl. Fig. 4, p. 1102) besteht im Wesentlichen aus einem separaten, um einen verticalen Zapfen drehbaren Gestell, welches meist zwei, seltener drei Laufachsen aufnimmt und diesen, unabhängig von den übrigen Achsen der Maschine, die radiale Einstellung zur Curve gestattet. Die Vortheile des Wendeschemels beruhen nun nicht allein darin, dass sich mit der radialen Einstellung der Achsen die Reibung der Spurkränze mit den Schienen und damit die Gefahr einer Entgleisung vermindert, sondern auch in der Erzielung eines grösseren Radstandes und nicht zum geringsten Theile in dem Umstande, dass die Lagerung in separaten Gestellen den Achsen ein bequemeres Anschmiegen an die Unebenheiten der Bahn gestattet. Gerade für Amerika, wo so häufig die Rücksichten auf einen billigen Bau der Bahn und die infolge der hohen Arbeitslöhne meist mangelhaftere Unterhaltung des Oberbaues eine, gegen die hier übliche, schlechte Geislage im Gefolge hat, kommt der Wendeschemel zur vollen Geltung, und dürfte hauptsächlich in diesem Umstande der Grund für seine dort allgemeine Verbreitung gefunden werden.

Die zweigekuppelte amerikanische Maschine in ihrer heutigen Gestalt ist die Erfindung Harrison's, wenn man hier überhaupt von einer besonderen Erfindung sprechen darf, und entstand die Modification unter dem Einflusse der zwingenden Nothwendigkeit, zur Ermöglichung eines leichten Oberbaues das Adhäsionsgewicht auf mehr als zwei Räder zu vertheilen.

Die amerikanische Maschine in ihrer Form mit acht Rädern besitzt zwei Achsgruppen, das gekuppelte Achsenpaar mit einer Achse vor und einer Achse hinter der Feuerkiste und das Laufachsenpaar mit symmetrisch vor und hinter der Rauchkammer liegender Achse, wobei der Drehzapfen des Lauf- oder Truck- oder Bogie-Gestelles in die Verticalachse der Rauchkammer, resp. des Schornsteins fällt.

Die Dampfcylinder liegen ausserhalb des Truckgestells zwischen den Laufrädern, wodurch eine gleichmässige Belastung der letzteren erreicht wird. Die Fig. 1 und 2, Tafel LXV, geben die Totalansicht einer Locomotive für Holzfeuerung, wie sie als Normalconstruction für Personenzüge auf den nordamerikanischen Bahnen vorzugsweise zur Anwendung gekommen ist. Das Truck- oder Bogiegestell ist symmetrisch zur Mitte der Rauchkammer angeordnet und ermöglicht das sichere Befahren der theilweise reich mit scharfen Curven bedachten amerikanischen Bahnen. Während die in dem Wendeschemel vereinigten Laufräderpaare, deren Fabrikation in dem XI. Capitel näher beschrieben wurde, ganz aus Gusseisen bestehen, besitzen die im Uebrigen auch aus Gusseisen mit hohlen Speichen angefertigten Kuppelräder Stahlradreifen.

In Betreff der Details der Construction eines amerikanischen Wendeschemels der gebräuchlichsten Form wird auf die Figuren 1—4 der Tafel LXV verwiesen, welche das zweiachsige Vordergestell einer Güterzugmaschine der Baltimore-Ohio-

---

wie bei den ein Jahr vorher nach Amerika gelieferten Maschinen. Alle mit dem Wendeschemel sonst noch in Verbindung gebrachten Namen, wie Norris, Baldwin, Harrison, Bissel, Hartmann, Vaessen sind nicht Erfinder, sondern Modificirer und in einigen Fällen Verbesserer des Stephenson'schen Apparates, der in seiner ursprünglichen Form uns auch heute noch auf europäischen Bahnen hier und da begegnet.

Bahn mit 6 gekuppelten Rädern darstellen. Sie ist von Baldwin in Philadelphia gebaut. Die kräftigen, aus Schmiedeeisen bestehenden Rahmen A haben einen Querschnitt von 75 × 115 mm und nehmen vermöge des die Rauchkammer tragenden Verbindungsquerstückes N den drehbaren Vorderwagen zwischen sich auf. Die Räder dieses letzteren haben 710 mm Durchmesser und ihre Achsen eine Entfernung von 1,726 m. Der kräftig construirte und dabei doch leichte Gestellrahmen D ist durch die gusseisernen Achshalter und durch angeschraubte Streben $a\,a\,b$ gehörig versteift (vergl. Fig. 2 und Fig. 4), er trägt in seinem Centrum die gusseiserne Scheibe S (vergl. Fig. 3), welche den hohlen, gleichfalls gusseisernen Zapfen E aufnimmt, welcher an dem Gusskörper unter dem Rauchkasten befestigt ist, also am sogenannten Sattel, der als kastenartiges Querstück zwischen den Rahmen die gleichzeitige Verbindung dieses letzteren mit den Cylindern und der Rauchkammer bewirkt. Die Federn der Gestellräder stehen unter sich nicht in Verbindung.

Der amerikanische Wendeschemel ist auch als Hintergestell hier und da zur Anwendung gekommen, seine Construction hier wird jedoch durch die weit nach unten reichende Feuerkiste erschwert und dürfte nur bei angemessener Verlängerung des Maschinenrahmens über die Feuerkiste hinaus, also namentlich für Tendermaschinen in Frage kommen.

Der englische Wendeschemel unterscheidet sich weniger durch seine Anordnung, als durch seine kräftigere Construction und durch seinen grösseren Radstand von dem amerikanischen.

Die Figuren 8 und 9 auf Tafel LXVII zeigen den englischen Wendeschemel einer Personenzugmaschine der Great Northern-Railway-Comp. (Doncaster 1870). Die Locomotive dient zum Betriebe schwerer Personenzüge von 15 bis 20 Wagen, welche sie auf Steigungen von 1 : 200 mit der in England üblichen Fahrgeschwindigkeit führt. Die Cylinder befinden sich hier ausnahmsweise ausserhalb der Rahmen und zwar zwischen den Rädern des beweglichen Vordergestells, dessen Drehzapfen sich in Fig. 9 auf Tafel LXVII durchschnitten darstellt. Die den Rahmen und das Vordergestell betreffenden Abmessungen dieser Maschine sind im Folgenden zusammengestellt.

I. Rahmengestell.

Stärke der Langträger (Walzeisen) . .	0,030 m
Weite im Lichten	1,226 -
Länge, totale, excl. Bufferbüchsen . .	8,665 -
Höhe über den Schienen vorn	1,322 -
Höhe über den Schienen hinten . . .	1,270 -

II. Bewegliches Vordergestell.

Rahmenlänge	2,885 m
Durchmesser des Gestellzapfens . . .	0,102 -
Radstand	1,982 -
Vorderräder bis Mitte Drehzapfen . .	1,067 -
Drehzapfen bis Treibachsmittel. . . .	3,355 -

III. Lastvertheilung, dienstfähig.

Vordergestell	Vorderachse	7000 kg
	Hinterachse.	8000 -
Treibachse (nicht gekuppelt)		15000 -
hintere Laufachse		8050 -

war, so gingen diese Locomotiven auf der geraden Strecke sehr unruhig und entgleisten leicht in Bahnhofscurven. Das System ist deshalb von der Verwaltung verlassen worden.

Die Oesterreichische Nordwestbahn, deren sämmtliche Personenzuglocomotiven mit vierrädigen drehbaren Truckgestellen versehen sind (desgl. auch

Fig. 11.

die der Süd-Norddeutschen Verbindungsbahn und eine Zahl Personenzuglocomotiven der Oesterreichischen Südbahn) beantwortet obige Frage dahin:

»Die Einrichtung mit Drehgestellen verdient anderen, den gleichen Zweck verfolgenden Einrichtungen gegenüber den Vorzug, weil infolge des im Drehpunkte des Drehgestells übertragenen Seitendruckes (welcher durch das Bestreben der Locomotive, in der Richtung der Tangente zu laufen, entsteht) sich die Räder beider Achsen an den äusseren Schienenstrang anlegen und sich das Drehgestell vollkommen radial einstellt.

»Als Nachtheil des Drehgestells wird die Vermehrung der todten Last der Locomotive bezeichnet.«

Ueber den Radstand sowie die Belastung des Truckgestells macht die Oesterreichische Nordwestbahn keine Angaben, es wird daher nicht ersichtlich, ob in diesen Beziehungen ihre Locomotiven günstigere Verhältnisse zeigen, als die Locomotiven der Bergisch-Märkischen Bahn. Der von der Verwaltung hervorgehobene Umstand, dass sich die Räder beider Achsen an den äusseren Schienenstrang anlegen, bildet offenbar einen Vorzug vor den einachsigen Wendeschemeln, bei denen der ganze Seitendruck der Maschine vorn von einer Achse allein aufgenommen wird, deren Spurkranz sich daher rascher abnutzt.

Nowotny's Vordergestell (vergl. Fig. 3, p. 1101) besitzt nur eine Achse, deren Drehpunkt genau über ihrer Mitte liegt, sodass keine Verschiebung, sondern nur eine radiale Einstellung der Achse möglich ist. Es unterscheidet sich dadurch sehr wesentlich von dem System Bissel, dessen Drehpunkt hinter oder vor der Vorderachse liegt, so dass sich die Achse verschieben und gleichzeitig verstellen kann; wir kommen auf letzteres noch näher zurück.

Nowotny's Gestell ist das Resultat von Erfahrungen, welche auf den Sächsischen Staatsbahnen mit dem amerikanischen, sowie auch mit dem Bissel-Gestell im Laufe der Jahre gemacht wurden, und ist am ehesten einem amerikanischen Truckgestell mit nur einer Achse zu vergleichen.

In Betreff der speciellen Einrichtung der nach Nowotny's Princip construirten

Hartmann's Modification des Bisselgestells. Die Bissel'sche Anordnung des zweirädrigen Vorderwagens wurde von Richard Hartmann in Chemnitz in verbesserter Form angewendet und insbesondere auf den erzgebirgischen Linien der Sächsischen Staatsbahn in grösserem Umfange eingeführt. Die Hartmann'sche Modification des einachsigen Bisselgestells beruht in der Anwendung

Fig. 12.

eines Querbalanciers für die Tragfedern, der übrigens in späterer Zeit durch eine Querfeder ersetzt wurde. Die Construction ist in Fig. 1—3 auf Tafel LXVII in der Vorderansicht, im Querschnitte und im Grundrisse dargestellt.

Die Achse *A* der Vorderräder *BB*, welche 806 mm Durchmesser besitzen, läuft in den Achsbüchsen *CC* des kastenförmigen Rahmens *D*. Letzterer besteht aus zwei horizontalen, 10 mm starken Blechplatten, die sich nahe dem Drehpunkte vereinigen und mit denen die beiden verticalen schmiedeeisernen Achsgabeln *EE* mittelst Winkeleisen verbunden und versteift sind. Dieser Rahmen ist um den Bolzen *F*, welcher vertical an dem Querriegel *G* des Hauptrahmens *H* der Maschine befestigt ist, in einem kräftigen, oben und unten rundlich versenkten Auge drehbar. Die beiden schmiedeeisernen Gleitbacken *JJ* sind an einem zweiten Querriegel *K* des Hauptrahmens *H* angenietet und in den kreisförmigen Pfannen *LL* aus Stahl oder eingesetztem Schmiedeeisen verschiebbar. Die Pfannen befinden sich genau über der Mitte jedes Achslagers auf der Deckplatte des Rahmens *D* und sind an den zwei Querverbindungen der Achsgabeln befestigt; sie besitzen eine nach der Mitte zu geneigte Bahn und sind seitlich mit vorspringenden, 22 mm hohen Rändern versehen, welche zugleich das Spiel in den Curven begrenzen. Durch die am Hauptrahmen *H* selbst befestigte Querverbindung *K* geht ein starker Bolzen *N*, der durch einen kreisförmigen, der seitlichen Ausweichung des Gestells entsprechenden Schlitz geführt ist und gleichzeitig das Vordergestell durch eine unterhalb angebrachte Scheibe insofern mitverbindet, als es dadurch von oben nach unten mitgehalten wird. Hierdurch wird das Ausheben der Gleitbacken *J* aus ihren Pfannen *L* verhindert und somit auch das Vordergestell mit der Maschine beim Anwinden der letzteren, bei Entgleisungen etc. verbunden gehalten.

1,060 m. Die Belastung des Bisselgestells erfolgt durch den darüberliegenden Hauptrahmen vermittelst Druckauflagen, die 1 : 6 geneigt sind. Das Vordergestell gestattet der Achse eine seitliche radiale Verschiebung von je 50 mm nach rechts und links. Diese Rangirlocomotiven haben seit nunmehr 14 Jahren die kleinsten Curven, selbst mit 110 m Radius, ohne Anstand befahren, und es hat sich dabei das System vorzüglich bewährt, so dass durch Nachbestellungen bis in die neueste Zeit hinein die Zahl dieser Locomotiven auf 55 angewachsen ist.

»Die günstigen Erfahrungen führten dazu, auch dreiachsige Personenzuglocomotiven für die Hauptbahn, auf welcher starke Steigungen (1:70) und scharfe Curven (300 m Radius in freier Bahn) mit günstigen Verhältnissen abwechseln, mit einer gleichen Einrichtung zu versehen.

»Es wurden deshalb dreiachsige Personenzuglocomotiven von 4400 mm Gesammtradstand mit beweglicher Vorderachse, System Bissel, und keilförmigen Druckauflagen construirt und 25 Stück davon beschafft. Dieselben haben sich seither vortrefflich bewährt, bewegen sich mit Leichtigkeit durch die Curven und gehen auf geraden Bahnstrecken, selbst bei Schnellzuggeschwindigkeit, ebenso ruhig und sicher wie Schnellzuglocomotiven mit festen Achsen. Eine Verschiebung der Vorderachse tritt nur in Curven ein und das Kolbenspiel ist dabei ohne Einfluss.

»Auf Grund dieser Erfahrungen bezeichnet die Verwaltung der Bergisch-Märkischen Bahn Personenzuglocomotiven mit Bissel-Vorderachse und keilförmigem Druckauflager als vorzugsweise geeignet zum Befahren von Bahnstrecken mit Curven von 200 bis 300 m Radius.«

Die General-Direction der Sächsischen Staatseisenbahnen hat vergleichende Versuche mit dem Bisselgestell und mit Nowotny's System angestellt und besagt über dieselben in obigen Referaten:

»Die General-Direction der Sächsischen Staatseisenbahnen beschaffte

a) 25 Locomotiven mit beweglicher Vorderachse nach System Bissel für die Linien
Zwickau-Schwarzenberg, 40,7 km, 56% Curven bis 170 m Radius herab;
Chemnitz-Annaberg-Weipert, 75,1 km, 53% Curven bis 170 m Radius herab;

b) 62 Locomotiven mit beweglicher Vorderachse nach System Nowotny für die Linien
Leipzig-Chemnitz, 87,4 km, 37% Curven bis zu 350 m Radius herab;
Dresden-Chemnitz, 79,1 km, 48% Curven bis zu 220 m Radius herab;
Reichenbach-Eger, 99,2 km, 49% Curven bis zu 220 m Radius herab;
Chemnitz-Adorf, 114,8 km, 50% Curven bis zu 220 m Radius herab;
Flöha-Reitzenhain, 56,5 km, 58% Curven bis zu 300 m Radius herab.

»Die beiden Systeme der Beweglichkeit der Vorderachse unterscheiden sich dadurch, dass bei dem System Bissel der Drehpunkt des Vordergestells hinter der Vorderachse liegt, so dass sich die Achse verschieben und gleichzeitig radial einstellen kann; bei dem System Nowotny liegt dagegen der Drehpunkt des Vordergestells genau über dem Achsmittel, so dass keine Verschiebung, sondern nur eine radiale Einstellung der Achse möglich ist.

und Vordergestelle System Nowotny. Mit den Locomotiven aller drei Systeme werden scharfe Curven mit voller Sicherheit, und gerade Strecken mit grösserer Geschwindigkeit durchfahren.

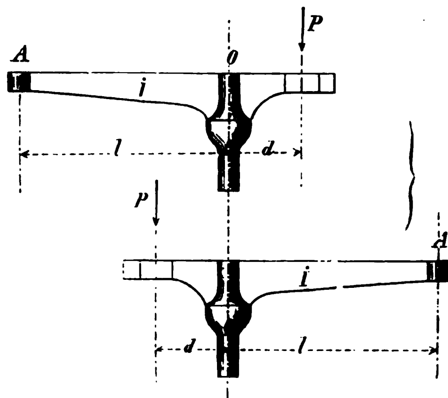
»Als Nachtheil der Locomotiven mit zweiachsigem Drehgestelle ist die Vermehrung der todten Last der Locomotive zu erachten. Nach den vorliegenden Versuchsresultaten der Sächsischen Staatsbahnen ist, auf Strecken mit vielen und sehr engen Curven, die Abnutzung der Vorderradreifen der Locomotiven mit Nowotny'schem beweglichem (einachsigem) Vordergestell nur halb so gross, wie diejenige bei gleichen Locomotiven mit einachsigem Bissel-Vordergestell.

»Weitere Beobachtungen über die Abnutzungsverhältnisse der Radreifen der Locomotiven sämmtlicher Systeme sind zu empfehlen.«

Vaessen's Wendeschemel mit combinirter Bewegung. (Vergl. Fig. 5, p. 1102).

Nicht in allen Fällen gestatten die Constructionsverhältnisse der Locomotiven, dem Drehzapfen des Bisselgestelles die früher entwickelte theoretisch richtige Stellung zu geben. Dieser Umstand hört sofort auf eine nothwendige Bedingung der richtigen Curveneinstellung zu werden, sobald man das Bissel-System mit dem amerikanischen Laufwerk combinirt. Es wird auf diese Weise erreicht, dass der Lenkarm, der sowohl vor als hinter der Laufachse seinen Drehpunkt haben kann, in seinem andern Ende den Mittelpunkt des Vordergestells in einem Zapfen führt, um welchen dieses selbstständig in horizontaler Richtung drehbar ist. Dabei wird, bei möglichst weit nach vorn gestelltem Laufwerke, der Drehpunkt des Lenkarms passend hinter diesem, bei weit nach rückwärts verschobenem Laufwerke dagegen rechts vor diesem liegen. Bei der ersteren Anordnung wird das Laufwerk in die Curven hineingeschoben, bei letzterer dagegen in die Curven hineingezogen. Das Princip von Vaessen's Construction wird durch die nebenstehende Fig. 13 veranschaulicht. Der Kessel stützt sich bei P auf den Lenkarm I, der in A seinen Drehpunkt hat und den Druck durch den Kugelzapfen O auf das Laufwerk überträgt. Je nachdem der Stützpunkt für den Kessel zwischen A und O, über O oder hinter O liegt, bleibt der durch den Zapfen O übertragene Druck hinter der Auflagerpressung des Kessels zurück, ist dieser gleich oder vermehrt diesen im Verhältnisse von $\frac{l+d}{l}$.

Fig. 13.



Maschinen mit den in Rede stehenden Vordergestellen wurden zuerst von dem Director der Lütticher Locomotivfabrik Vaessen, nach dem das System auch benannt ist, für die Lüttich-Limburger, sowie für die Alar-Santander-Bahn (Spanien) erbaut. Das bewegliche Vordergestell Fig. 14, p. 1120, ist nicht nur drehbar um

den mittleren Zapfen *d*, sondern es kann sich auch seitlich verschieben, indem sie der Lenkarm um den Zapfen *C* dreht. Die Maschine ruht mittelst doppelter ge neigter Platten (*SS* in Fig. 7 auf Tafel LXVII) direct auf dem Zapfen *d*, wobei di Neigung dieser Flächen die Er haltung des Zapfens in de Längsachse der Maschine be zweckt, ohne die entsprechende Seitenverschiebung bei der Ein stellung in Curven zu sehr zu erschweren. Der hinteren der drei Kuppelachsen ist ausser dem noch eine angemessene Seitenverschiebbarkeit ertheilt. Bei der zu Paris 1867 ausge stellten Locomotive Vaessen scher Construction entfällt auf das Vordergestell eine Belastung von 11 Tonnen, und auf die gekuppelten Achsen eine Be lastung von 37 Tonnen. Der Radstand des Vordergestells betrug bei dieser Maschine nur 1,100 m, während derselbe bei den für Spanien gelieferten Ma schinen 1,250 m bei den Güter zuglocomotiven und 1,400 m bei den Personenzuglocomotiven beträgt.

Fig. 14.

Die oben angeführten Maschinen der Lüttich-Limburger Bahn, die jedoch inzwischen durch Sechskuppler mit Schlepptendern, steifen Achsen und voller Adhäsion ersetzt wurden, hatten einen Radstand des Vordergestells von 1,300 m.

Der besseren Uebersicht wegen geben wir in folgender Zusammenstellung einige Hauptabmessungen von nach System Vaessen ausgeführten Maschinen, insoweit dieselben die Gestelle, die Radstände und die Gewichtsvertheilung betreffen

Tendermaschinen nach System Vaessen	Paris 1867	Lüttich-Limburg	Spanische Personenzug-locomotive	Spanische Güterzug-locomotive
Kolben	460 × 600	460 × 610	460 × 610	460 × 610
Durchmesser der Kuppelräder	1,300	1,315	1,685	1,200
Zahl der Kuppelräder	6	6	4	6
Totalradstand	5,950	5,450	5,600	5,625
Radstand des Vordergestells	1,100	1,300	1,400	1,250
Durchmesser der Gestellräder	0,800	0,900	0,900	0,900
Leergewicht	Tonnen 36	36	35	36,5
Dienstgewicht	- 48	46,5	44,5	46
Belastung der Kuppelachsen	- 37	37	26,5	37
Belastung des Vordergestells	- 11	9,5	18	9

§ 22. Maschinen mit separaten Radgestellen. — Bei den bisherigen Constructionen ist nur das Truckgestell unabhängig von dem Hauptrahmen über dem Kessel montirt. Die Einstellung des Truckgestells in Curven erfolgt dabei unabhängig von der der übrigen Achsen, die selbst durch ihre Lagerung im mit dem Kessel fest verbundenen Hauptgestell gezwungen sind, stets eine Stellung zwischen den Schienen anzunehmen, bei welcher die Mittellinie des Hauptrahmens durch den Drehpunkt des Truckgestells führt. Infolge dieses Umstandes wird für die Bemessung der engsten Curven nicht der Radstand der festen Achsen, sondern die Entfernung des Drehzapfens des Truckgestells von der am entferntesten liegenden festen Achse maassgebend. Um nun bei gegebenen engen Curven und bei Anwendung des Truckgestells den Radstand der festen Achsen über das aus obigen Bedingungen sich ergebende Maass hinaus vergrössern zu können, liegt der Gedanke nahe, die festen Achsen in einem, dem Truckgestell ähnlichen Rahmen zu lagern und diesen nur durch einen Drehzapfen mit dem Kessel zu verbinden. Es entstehen auf diese Weise Locomotiven, welche Curven unter denselben Bedingungen durchfahren, wie die bekannten amerikanischen Wagen mit 4 Achsen. Derartige Constructionen sind jedoch in nur beschränktem Maasse zur Ausführung gekommen und dürften hier um so eher übergangen werden, als wir die wichtigeren derselben (System Fairlie) ohnehin bei den Gebirgsmaschinen kennen lernen werden.

In neuester Zeit soll auch noch das zur Radialstellung der Achsen von Wagen mit Erfolg eingeschlagene Verfahren von **Cleminson** auf Locomotiven übertragen sein (Bahn von Dinas nach Quellin in Wales mit 60 cm Spurweite), es ist jedoch über dieses Locomotivsystem noch nichts Näheres bekannt.

Cleminson giebt bekanntlich jeder der drei Achsen seines Wagens ein separates Radgestell. Die Gestelle der Endachsen sind um einen Mittelzapfen drehbar, während das der Mittelachse seitlich verschiebbar angeordnet ist. Bei dem Durchfahren von Curven bewirkt die Verschiebung der Mittelachse eine Verdrehung der Gestelle für die Endachsen und deren radiale Einstellung, indem sich die Bewegung durch Hebel auf die Endgestelle überträgt.

§ 23. Constructives bezüglich der Gebirgsmaschinen. — Die scharfen Steigungen der Gebirgsmaschinen vergrössern das erforderliche Adhäsionsgewicht der Locomotiven, wenn man nicht zur Anwendung von Vorspannmaschinen oder zur Vermehrung der Zahl der Züge bei Reduction ihrer Stärke schreiten will. Infolge des grösseren Locomotivgewichtes wächst aber die Zahl der zur Unterstützung des Kessels nöthigen Achsen und der Radstand, trotzdem doch die gerade im Gebirge selten zu vermeidenden scharfen Curven die Anwendung knapper Radstände wünschenswerth machen.

Die Bedingungen für den Bau von Tendermaschinen und zur Kuppelung sämmtlicher Maschinenachsen liegen dabei, wie bereits ausführlich dargethan wurde, für Bahnen mit scharfen Steigungen günstiger als für solche mit flacherer Trace, und wird aus diesen Verhältnissen ersichtlich, weshalb man auf Gebirgsbahnen häufiger als auf Flachlandstrecken Tendermaschinen, Maschinen mit gegliederten Radgestellen und solchen Locomotiven, deren sämmtliche Achsen gekuppelt sind, begegnet.

Diese Verhältnisse begründen aber in keiner Weise unter allen Umständen das Fehlen des Tenders, von Laufachsen und die Gliederung des Radgestells als unumstössliche Bedingungen für die Construction von Gebirgsmaschinen aufzustellen. Die beste Construction von Gebirgsmaschinen ergiebt sich, ebenso wie die der Maschinen für jede andere Strecke, aus den für jede Zuggattung zu erfüllenden Betriebsbedingungen

Dampfstrahl aus dem Kessel thut bei den hier stets langsamer fahrenden Zügen gute Dienste, indem er die Schienen von Staub reinigt. Noch rationeller als diese Mittel ist es offenbar, von vorn herein solche Strecken, welche ein häufiges Herabgehen des Adhäsionscoefficienten unter $^1/_7$ befürchten lassen, mit einer schwächeren als der Maximalsteigung zu traciren.

Eine Vergrösserung des Adhäsionsgewichts über das früher von uns ermittelte Maass legt übrigens auch die Befürchtung von Zugtrennungen nahe, sobald der Führer bei schwerlaufenden Zügen die Zugkraft bis zur vollen Ausnutzung der Adhäsion steigert. Will man die Zugstärken der Widerstandsfähigkeit der Zugapparate entsprechend bemessen, ohne gleichzeitig die Achsen bis zu der nach den Vereinsbestimmungen zulässigen Grenze zu belasten, so kann das entweder durch Anwendung von Vorspannmaschinen oder durch Vermehrung der gekuppelten Achsen über die Zahl vier hinaus geschehen. Welcher dieser beiden Wege der richtigere ist, darüber ist man noch nicht überall einig, die Ansichten der Techniker scheinen sich jedoch dahin zu klären, dass die Beförderung der Züge durch zwei getrennte Locomotiven den Vorzug verdiene.

Die Dresdener Versammlung deutscher Eisenbahntechniker von 1865 beantwortete in ihrer Schlussfolgerung die Frage, ob es besser sei, die Doppelmaschinen mit vier Cylindern und einem Kessel durch zwei einfache Maschinen zu ersetzen, dahin:

> »Die Maschinen mit vier Cylindern und einem Kessel können nach den heutigen ungenügenden Erfahrungen nicht empfohlen werden; für die Construction derselben muss erst eine glückliche Lösung gefunden werden, indem die nach diesem Princip gebauten Maschinen nicht in jeder Beziehung vollkommen befriedigen können.«

Seit dieser Zeit sind die Maschinen von Meyer und von Fairlie gebaut, welche wir später kennen lernen werden und von denen besonders letztere allgemeinere Aufmerksamkeit erregt hat; dass aber auch diese Maschinen wenigstens in Deutschland sobald keine Aussicht auf allgemeinere Verwendung haben, dürfte die zu Stuttgart im Jahre 1878 stattgehabte Versammlung der dem Verein deutscher Eisenbahn-Verwaltungen angehörenden Techniker beweisen, welche die Frage:

> »Welches System von Locomotiven hat sich in Steigungen über 1 : 40 bewährt?

in der Schlussfolgerung wie folgt beantwortete:

> »Auf den wenigen Steigungen über 1 : 40, welche im Vereinsgebiete vorkommen, haben sich Locomotiven mit gekuppelten Rädern noch mit Vortheil verwenden lassen. Für längere derartige Steigungen empfehlen sich Locomotiven mit acht gekuppelten Rädern, wie sie auf Steigungen von 1 : 40 gute Dienste leisten.
>
> Für kürzere Zweigbahnen werden zur Vermeidung besonderer Locomotivgattungen in vielen Fällen die gewöhnlichen Güterzuglocomotiven oder Tenderlocomotiven mit 2—3 gekuppelten Achsen genügen, deren Zugkraft von der zu bewältigenden Last abhängig ist.«

Die häufig ausgesprochene Behauptung, die Belastung der Achsen von Berglocomotiven dürfte nicht über 5 oder höchstens 6 Tonnen pro Rad vergrössert werden,

Dass aber der Dampf bei den Doppellocomotiven mit getrennten Achsgruppen und vier Dampfcylindern nicht günstiger wirkt als in den Cylindern unserer gewöhnlichen Maschinen, bedarf wohl keines Beweises. Solche Doppellocomotiven haben neben den bereits angedeuteten Uebelständen vor der Verwendung von zwei getrennten Locomotiven nur die beiden Vorzüge, dass einmal bei ihnen ein Führerpersonal erspart wird und dass sie zweitens infolge ihres grösseren Radstandes ruhiger laufen. Der erste dieser beiden Vortheile ist auch bei getrennten Motoren leicht zu erreichen, indem man diese als Tenderlocomotiven construirt und mit ihren Rückseiten aneinanderkuppelt. Dieses Verfahren gewährt den weiteren und unbedingt grösseren Vortheil, dass man nach Bedarf den Zug auch mit nur einer dieser beiden Locomotiven befördern kann und dass bei Defecten nur eine Maschine dem Betriebe entzogen wird. Erfolgt dabei die Kuppelung in rationeller Weise — etwa nach Wolff's Construction —, so werden die Schwankungen der Maschine, die ja ohnehin bei der langsameren Fahrt auf Gebirgsstrecken ein bedenkliches Maass nicht annehmen, ebenfalls kaum grösser werden als bei Doppelschemel-Locomotiven.

Es ist von uns gegen die Doppelschemel-Locomotiven bereits hervorgehoben, dass bei eintretendem Reparaturbedürfnisse ein verhältnissmässig grosser Theil der Betriebskraft dem Fahrdienste entzogen wird. Dieser Uebelstand wird noch dadurch erschwert, dass die complicirten Mechanismen — besonders die flexibelen Dampfleitungen — der Doppelmaschinen mit gegliederten Radgestellen oder bei Anwendung von Motortendern Reparaturen weit häufiger nothwendig machen als bei zwei einfachen Motoren. Zudem werden die Reparaturen durch das grosse Gewicht der Doppelschemel-Locomotiven und durch den Umstand erschwert, dass die geringere Zahl der vorhandenen Exemplare derselben der Sammlung von Erfahrungen nicht günstig ist. Auch der Uebelstand, dass eine entgleiste Doppelmaschine der Wiederaufgleisung die grösseren Schwierigkeiten entgegenstellt und die stärkeren Hebeapparate erforderlich macht, mag hier nicht unerwähnt bleiben.

§ 24. Rampenmaschine, System Belpaire. — Zur Beschreibung der für den Betrieb stark geneigter Strecken zur Anwendung gekommenen Locomotiven übergehend, können wir nicht unterlassen, hier zunächst eine Rampenmaschine mit vier gekuppelten Achsen zu besprechen, welche von Belpaire in Brüssel im Jahre 1880 ausgestellt war.

Die Maschinengattung ist in etwa 60 Exemplaren auf den Belgischen Staatsbahnen vertreten, die seit 1873 im Betrieb sind und sich sowohl durch geringe Reparaturbedürftigkeit als auch durch Zuverlässigkeit und öconomischen Betrieb auszeichnen. Sie werden vorzugsweise auf stark geneigten Strecken benutzt, auf denen sich folgende Steigungen befinden:

Spa-Hockai: 12 km lange Rampe von 1:40;
Lüttich-Ans: 6 km lange Rampe von 1:34,5;
Bleyberg-Landesgrenze: 19 km lange Rampe von 1:52,6;
Chênée-Beyne (Plateau de Herve) 8 km lange Rampe von 1:45,5.

Auf diesen Strecken kommen mehrfach Curven von 375 bis 350 m, ja sogar einzelne von 250 m Radius vor, die überall anstandslos befahren werden. Die geringe Reparaturbedürftigkeit ist um so auffallender, als der starke Verkehr hohe Anforderungen stellt, infolge deren die Maschinen bei der Bergfahrt stets ihre maximale Leistungsfähigkeit entwickeln müssen, während sie bei der Thalfahrt die ununterbrochene Benutzung der Contredampfbremse, System Lechâtelier, nöthig machen. Die auf Tafel LXXII in den Figuren 1—8 dargestellte Maschine besitzt vier mit

einander verkuppelte Achsen, deren Lagerung aus obigen Zeichnungen deutlich zu erkennen ist. Die Wasser- und Kohlenkasten liegen seitlich des Kessels und der Rauchkammer, und zwar sind die Kohlenkasten hinten und mit geneigten Bodenflächen angebracht, wodurch die Kohlen von selbst dem Führer zufallen. Die ausserhalb an den Rahmen befestigten Dampfcylinder sind etwas — um 0,034 — gegen die Horizontale geneigt und die Rahmen von 25 mm Stärke innerhalb der Räder angebracht und, ausser durch die beiden Bufferbohlen, noch durch zwei Kesselträger abgesteift, die wieder über die Rahmen hinaus verlängert sind und gleichzeitig die Wasserkasten tragen. Neben der Feuerkiste dienen an den Rahmen befestigte Blechconsolen zur Unterstützung der Wasser- und Kohlenbehälter. Die Tragfedern, deren acht Stück, und zwar je eine für jedes Rad, vorhanden sind, wurden nur für die beiden Mittelachsen durch Balanciervorrichtungen miteinander verbunden; sie sind 0,9 m lang und bestehen aus je 14 Blättern von 10 mm Dicke und 100 mm Breite; die unten abgerundeten Federbunde stützen sich direct auf die Achslagerkasten. Der über die Rahmen hinausragende Theil des Rostes ist an jeder Seite durch zwei aus Blech construirte Laschen mit dem zwischen den Rahmen liegenden Aschkasten in Verbindung gebracht. Nach Füllung der Behälter mit 6600 Liter Wasser und 1900 kg Kohlen wiegt die Locomotive nur 49900 kg, was in Anbetracht dieser grossen Vorräthe und bei der vorhandenen Heizfläche von im Ganzen 136,103 qm als sehr gering bezeichnet werden muss:

Die Abmessungen der Locomotiven sind folgende:

Cylinderdurchmesser	0,48 m
Kolbenhub	0,55 -
Raddurchmesser	1,05 -
Radstand 1,5 + 1,5 + 1,5	44,5 -
Höhe der Kesselachse über Schienenoberkante	2,244 m
Heizfläche der Feuerbüchse	11,293 qm
Heizfläche der Röhren	124,810 -
Gesammtheizfläche	136,103 -
Rostfläche	4,15 -
Kesselinhalt	6,892 cbm
Schienenpressung durch die Vorderachse . .	12100 kg
- - - zweite Achse . .	12400 -
- - - dritte - . .	13300 -
- - - vierte - . .	12100 -
Gewicht im Ganzen	49900 kg
Leergewicht	39,700 -
Durchmesser des Langkessels	1,4
Stärke der Kesselbleche	12 mm
Zahl der Siederohre	251
Länge der Siederohre	4 m
äusserer Durchmesser der Siederohre . . .	45 mm
Wandstärke der Siederohre	2,5 -
Länge der inneren Feuerkiste	2,202 m
Breite der inneren Feuerkiste oben . . .	1,32 -
Breite der inneren Feuerkiste unten . . .	1,862 -
lichter Durchmesser des gemeinsamen Ausströmungsrohres	235 mm

lichter Durchmesser der constanten Blasrohrmündung	130 mm
kleinster Schornstein-Durchmesser	500 -
lichter Durchmesser der beiden Sicherheitsventile .	130 -
Durchmesser der Achsschenkel	160 -

Die Rostfläche von mehr als 4 qm Inhalt ist durch Erbreiterung der Feuerkiste erzielt, die, wie aus Fig. 2, ersichtlich wird, seitlich über die Räder der Hinterachse hinausragt. Diese Anordnung wurde nur infolge der geringen Raddurchmesser und der Anwendung der Belpaire'schen Staubkohlenfeuerung möglich, für welche eine geringe Höhe zwischen der Rostfläche und der unteren Siederohrreihe genügt, sie bedingt aber eine reichlich hohe Lage der Kesselachse, die jedoch bei den geringen Geschwindigkeiten, mit denen die Maschine zu fahren bestimmt ist, unbedenklich sein dürfte.

Wegen seiner grossen Breite erfolgt die Beschickung des Feuers durch zwei Thüren von je 0,5 m Höhe und Breite. Die Dampfleitung führt nicht, wie meist üblich, aus dem Dome durch den vorliegenden Theil des Rundkessels und durch die Rauchkammer zu den Dampfcylindern, sondern sie tritt nach aussen aus dem Dom heraus (vergl. Fig. 1, und Fig. 8) und verzweigt sich hier in zwei Dampfrohre, die an dem Kessel herabführen und mit Stopfbüchsen in die Schieberkästen der beiden Cylinder münden.

Ausser der Contredampfbremse nach System Lechâtelier kommt noch eine Schlittenbremse (vergl. Fig. 1 und Fig. 8) zur Anwendung, deren Bremsschuhe aus Stahlguss von 0,75 m Länge leicht ausgewechselt werden können.

Diese Bremsschuhe sind durch Hebel mit den Balanciers der Mittelfedern verbunden, so dass sich die verticalen Bewegungen der Rahmen nicht auf sie übertragen.

Durch Anziehung eines Kniehebels, welcher sich indirect gegen die Mittelfedern stützt, können die Bremsschuhe so kräftig gegen die Schienen gepresst werden, dass die ganze Locomotive von den Achsen abgehoben wird. Die Schieberflächen liegen nebst der Steuerung und den Cylindern ausserhalb der Rahmen.

Die Steuerung selbst, die noch wenig bekannt sein dürfte, ähnelt am ehesten dem von Heusinger von Waldegg erfundenen Mechanismus und ist in Fig. 8 in der Seitenansicht dargestellt. Es bezeichnen daselbst die ausgezogenen Linien die zu dem rechtsliegenden Cylinder gehörige und die punktirten Linien die Coulisse für den linken Dampfcylinder. Die Coulissen schwingen um die fest auf den Rahmen gelagerten horizontalen Wellen A und B, welche je an ihrem anderen Ende die Hebel C und D tragen; letztere werden nebst den Coulissen durch die mit den Kreuzköpfen verbundenen Stangen a und b in Schwingungen gesetzt, wobei der rechtsseitige Kreuzkopf die linksliegende und umgekehrt der linksseitige Kreuzkopf die rechtsliegende Coulisse bewegt.

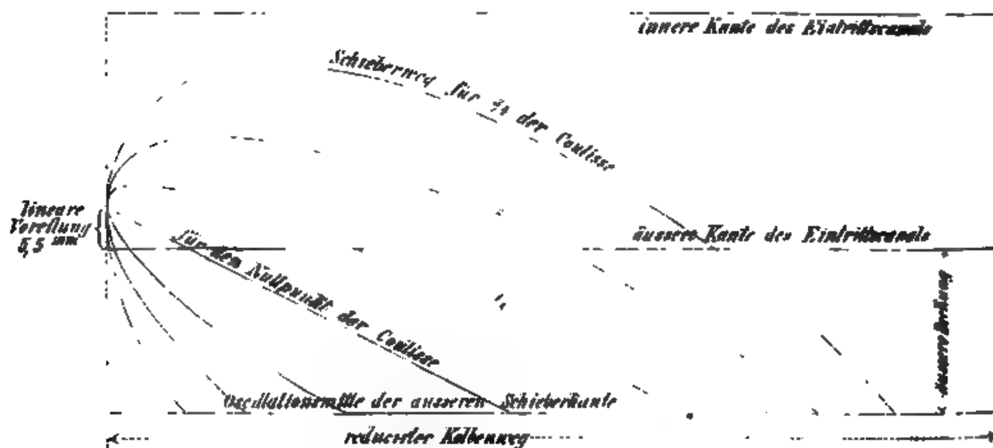
Die von der Coulisse ausgehenden Schubstangen, deren Längen zugleich die Radien für die Krümmungen der ersteren bilden, sind mit den Hebeln S und S' verbunden, welche je an ihrem längeren Arme durch den an der gleichen Seite des Kessels befindlichen Kreuzkopf bewegt werden und mit ihrem kürzeren Arme bei y selbst die Schieberstange und damit den Schieber bewegen. Die Bewegung eines jeden Schiebers bildet also eine Combination der Bewegungen der beiden Kreuzköpfe der Maschine und übt der an der gleichen Seite liegende Kreuzkopf einen um so grösseren Einfluss auf dieselbe aus, je weiter der Anfangspunkt dieser Bewegung, also der betreffende Stein in der Coulisse, aus der Mittelstellung der letzteren verschoben wird.

Die Verschiebung des Steines in jeder der beiden Coulissen muss bei Veränderung des Expansionsverhältnisses oder bei der Umsteuerung der Maschine nach verschiedenen Richtungen hin erfolgen. Zu diesem Zwecke werden von der Umsteuerungsstange *l* zwei verschiedene Winkelhebel in Bewegung gesetzt, deren oberer an der quer unter dem Kessel gelagerten Welle *w* befestigt ist. Von diesen Winkelhebeln führen die Hängeeisen *p* und *p'* zu den über die Coulissen hinaus verlängerten Schubstangen und heben und senken mit diesen die Coulissensteine. Die Dampfvertheilung ist für die Hauptexpansionsverhältnisse der Maschine aus den Diagrammen Fig. 15 und 16 deutlich erkennbar, sie erfolgt bei constanter Voreilung des Schiebers in ganz ähnlicher Weise, wie bei den übrigen Locomotivsteuerungen.

Fig 15.

Die Steuerung besitzt vor den sonst gebräuchlichen mancherlei Vorzüge, welche hauptsächlich in ihrer fast gänzlichen Unabhängigkeit von der Lage der Treibachse beruhen. Während das verticale Spiel der Treibachse bei den Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan Abweichungen von der normalen Schieberstellung im Gefolge haben kann,

Fig. 16.



welche bei kurzen Excentrikstangen ein Maass von 3 mm häufig überschreiten, bleibt es hier ebenso wie bei den horizontalen Verschiebungen der Treibachse bei mehr oder minderem Anzuge des Achskeils fast ganz ohne Einfluss auf die Schieberstellung. Es

fällt aus diesem Grunde auch das so häufig nothwendig werdende lästige Nachreguliren der Steuerung fort, während zugleich die bei *y* angegebenen Stellschrauben die richtige Montage der Steuerung sehr erleichtern.

Von den Figuren der Tafel LXXII stellen dar:

Fig. 1. den Längendurchschnitt der Locomotive,
- 2. den Querschnitt durch die Feuerkiste,
- 3. die Ansicht gegen die Rauchkammer,
- 4. die Hinteransicht der Locomotive,
- 5. den Querschnitt durch den Führerstand,
- 6. den Grundriss der Locomotive,
- 7. den Horizontalschnitt durch die Achsen,
- 8. die Seitenansicht der Steuerung und des Untergestelles.

§ 25. Die Berglocomotive nach System Vaessen gehört zu den Tenderlocomotiven und besitzt zwei getrennte Achsgruppen, nämlich ein vorderes mobiles Laufwerk und ein nach rückwärts verlegtes System gekuppelter Achsen, deren letzte die nach dem System Belpaire construirte Feuerkiste unterstützt. Die Fig. 1—3 der Tafel LXXI stellen eine derartige Locomotive für Personenzüge und die Fig. 4 und 5 eine solche für Güterzüge dar. Die gekuppelten Achsen sind in den beiden Hauptrahmen fest gelagert, während sich das Gestell *M* für die Laufachsen um seinen Mittelzapfen *O* verdrehen und mit seinen Achsen einstellen kann. Ausserdem kann sich das Gestell *M* um einen nach mehr nach vorn verlegten Zapfen drehen und dadurch seitlich verschieben. Die Gleitbahnen *SS*, welche dem Kessel als Auflage dienen, bilden geneigte Ebenen und suchen demnach das Gestell in die Längsachse der Locomotive zurückzuführen.

Die Cylinder sind aussen, ziemlich hoch und geneigt zu den Seiten der Rauchkammer angeordnet, und wirken die Bleuelstangen bei der Güterzugmaschine auf die vorderste der drei Kuppelachsen.

Die Steuerung ist ganz aussen liegend und nach dem in Belgien zu so hoher Anerkennung gelangten System Heusinger von Waldegg construirt. Die mittelste Kuppelachse hat ein seitliches Spiel von 3 mm in den Achshaltern, welches ihr gestattet, sich in den Bahncurven entsprechend zu verschieben.

Da ferner die gekuppelten Achsen ganz unabhängig von den Rädern des Wendeschemels sind, so ist klar, dass diese Maschinen ohne Schwierigkeit alle Curven durchfahren können, welche der Achsstand der gekuppelten Räder (im vorliegenden Falle 2,60 m) allein zu durchfahren gestattet. Die Maschinen wiegen im betriebsfähigen Zustande 45 Tonnen, wobei der Wendeschemel mit 17 Tonnen belastet ist.

Von den Fig. 1—3 auf Tafel LXXI giebt Fig. 1 die Seitenansicht der Personenzugmaschine; Fig. 2 deren Haupttheile im Grundriss; Fig. 3 zwei Querschnitte, den einen vor der Feuerkiste genommen. Das dem System Vaessen angehörige vordere bewegliche Gestell ist bereits früher ausführlich besprochen.

Die Fig. 4 und 5 auf Tafel LXXI geben den Aufriss und Querdurchschnitt der nach ähnlichem Princip construirten Vaessen'schen Güterzugmaschine mit drei gekuppelten Achsen und vorderem, beweglichem Gestell. Sie kann natürlich auch vor schweren Personenzügen mit Vortheil Verwendung finden.

Behufs Verwendung billigen Brennmaterials wurden die Maschinen mit Belpaire'schen Feuerbüchsen versehen.

Die seitlichen Verschiebungen für verschiedene Curven betragen:

für 250 m Radius	Verschiebung nach jeder Seite	28 mm
- 200 -	- - - - -	35 -
- 150 -	- - - - -	46,6 -
- 100 -	- - - - -	70 -

Die Maschinen wurden in zwei Typen construirt, nämlich als Personen- u als Güterzugmaschinen. Die Hauptdimensionen der ersteren, Fig. 1—3 Tafel LXI sind folgende:

Kolben	. . . .	460 × 610 mm
Durchmesser der	Triebräder .	1,58 m
- -	Laufräder .	0,90 -
Radstand	*a*) Triebräder .	2,30 -
	b) Laufräder .	1,40 -
Totalradstand	. . . . .	5,60 - (Distance der Endachsen
Feuerbüchse.	Länge . .	2,4 -
	Höhe . .	0,8 - — 1,10 m
	Breite . .	1,1 - — 1,16 -
Röhren.	Anzahl . .	200
	Durchmesser	50 mm (innerer)
	Länge . .	3,42 m
Durchmesser des Cylinderkessels		1,30 -
Dampfspannung	. . . . .	8 Atm.
Heizfläche.	Feuerkiste .	9,8 qm
	Siederöhren	107,45 qm
	totale . . .	117,25 -
Rostfläche	. . . .	2,55 -
Inhalt der Wasserkasten	. .	4500 Liter (Kilo)
- - Kohlenbehälter	. .	1500 kg.

Die Güterzugmaschinen, Fig. 4 und 5, Tafel LXXI, sind nach demselbei System erbaut und ausgerüstet, aber mit sechs gekuppelten Rädern versehen, wäh rend die Personenzugmaschinen nur zwei gekuppelte Achsen besitzen. Sie wiegei bei voller Munition gleichfalls 45 Tonnen, von denen 35 Tonnen auf das Adhäsions gewicht kommen, welches sich gleichmässig auf die drei gekuppelten Achsen ver theilt. Diese Güterzugmaschinen sind in den Fig. 4 und 5 vorgeführt, und zwai zeigt Fig. 4 die Seitenansicht der Maschine, sowie Fig. 5 zwei Querschnitte in dei Hauptabmessungen.

Die Hauptdimensionen dieser Locomotiven sind folgende:

Kolben	. . . .	460 × 610 mm
Durchmesser der	Kuppelräder	1,20 m
- -	Laufräder	0,80 -
Radstand	- Triebräder	2,60 -
-	- Laufräder	1,20 -
Totalradstand	. . . . .	5,60 -
Feuerbüchse.	Länge . .	2,40 -
	Breite . .	1,11 m — 1,16 m
	Höhe . .	0,8 - — 1,10 -
Rostlänge	. . . .	2,30 -
Rostbreite	. . . .	1,11 -

Durchmesser des Cylinderkessels 1,30 m (innen)
Dampfdruck . . . . 8 Atmosphären
Rohre. Anzahl 200 von 50 mm äusserem Durchmesser und 4,12 m Länge im Lichten zwischen den Wänden
Heizfläche. Feuerkiste . . . . 9,80 qm
Rohre . . . . . 129,36 qm
totale . . . . . 139,16 -
cubischer Inhalt der Wasserkasten 4000 Liter
- - - Kohlenkasten 1500 kg.

Die ersten Maschinen der vorstehend beschriebenen Categorie wurden im Mai 1861 auf der Isabella-Bahn (Spanien) in Betrieb gesetzt; sie passiren daselbst in freier Bahn Curven von 200—250 m Radius und auf den Stationen solche von 125—150 m ohne die geringste Schwierigkeit, trotz des Totalradstandes von 5,6 m, der seinerseits dazu beiträgt, dem Fahrzeug eine hohe Stabilität zu ertheilen. Auf den Rampen von 18 bis 20 mm pro Meter sollen die Güterzugmaschinen Züge von 200 bis 250 Tonnen befördern. Die Maschinen wurden im October 1860 seitens der Gesellschaft der Isabella-Bahn bestellt, nach Maassgabe der von Vaessen, dem Director der Locomotivfabrik St. Léonard zu Lüttich, ausgearbeiteten und von der Gesellschaft genehmigten Projecte. Uebrigens wurden später auch für belgische und holländische Bahnen Maschinen nach diesem System von Vaessen ausgeführt, auch figurirte eine derselben auf der Pariser Weltausstellung 1867.

§ 26. Die Engerth-Locomotiven. — Die ursprüngliche Engerth-Maschine wurde bekanntlich als Zahnradmaschine construirt und arbeitete mit voller Adhäsion, indem die Räder des Tendergestelles mit den Rädern der Locomotive verkuppelt waren. Die spätere Modification liess jedoch die Zahnradkuppelung fort und beschränkte sich auch in Betreff der Adhäsion auf die Kuppelachsen der Locomotive allein, wobei das bewegliche Hintergestell wiederum als todte Last figurirte. Es sind, ehe wir auf die nähere Beschreibung der verschiedenen Typen eingehen, noch einige historische Notizen am Platze.

Es dürfte wohl allseitig bekannt sein, dass das österreichische Ministerium für Handel etc. während der Erbauung der Semmering-Bahn eine Preisertheilung für Herstellung einer Berglocomotive ausschrieb, infolge der vier Locomotiven, und zwar

1 Stück aus der Fabrik von Maffei in München, mit Namen »Bavaria«,
1 Stück aus der Fabrik von Günther in W. Neustadt, mit Namen »W. Neustadt«,
1 Stück aus der Fabrik von Cockerill in Seraing, mit Namen »Seraing«,
1 Stück aus der Fabrik der Wien-Gloggnitzer Eisenbahngesellschaft, mit Namen »Vindobona«

geliefert wurden, die im August des Jahres 1851 ihre Probefahrten ablegten.

Es würde zu weit führen und liegt ausserhalb des Zweckes dieser Abhandlung, die Construction dieser Maschinen und die Resultate der Probefahrten zum Gegenstand der Discussion zu machen, vielmehr muss in Betreff dieser Gegenstände auf die bezügliche Literatur verwiesen werden (vergl. die am Schluss des Capitels aufgeführten Quellen). Wir bemerken nur, dass, obgleich fast alle Maschinen den gestellten Probebedingnissen Genüge leisteten, dennoch keine zur regelmässigen Dienstleistung auf der Semmeringstrecke für geeignet, noch weniger aber in

für sich gekuppelt sind, wodurch beiden Gestellen die freie Beweglichkeit in den Curven gewahrt bleibt und dennoch das ganze Gewicht zur Adhäsion nutzbar gemacht wird. Nach Engerth's Angabe wurden an einer der Semmering-Maschinen alle Achsen vermöge Zahnräder verkuppelt und die übrigen Maschinen so vorgerichtet, dass die Zahnradkuppelung ohne Weiteres durchgeführt werden konnte, falls sie sich bei der einen bewährte. Aus den beiden Fig. 17 und 18 ist die Anordnung dieser Zahnräderverbindung deutlich ersichtlich. Die zu kuppelnde dritte

Fig. 17

Maschinenachse *u* und die erste (vorderste) Tenderachse *q* werden von dem gemeinsamen schmiedeeisernen Rahmen *a b c d* umfasst, in welchem sie zugleich solide in Halszapfen ruhen. Die Lager der Träger *a* und *c* auf der Triebachse *u* sind fest,

Fig 18.

b

jene (*f*) auf der Tenderachse *q* sind in Coulissenführung verschiebbar, um eine Drehung der Achsen gegeneinander zu gestatten. Die beiden Träger *a* und *c* tragen eine Zwischenachse (*e*) und alle drei Achsen *u*, *e* und *q* sind mit Zahnrädern identischer Construction versehen. Die Räder selbst bestehen aus schmiedeeisernen Scheiben, in welche die Gussstahlzähne, je 6 Zähne in einem Stück, eingesetzt sind. Der Drehungspunkt des Tendergestelles befindet sich dabei genau über dem Eingriff der auf den Achsen *u* und *e* befindlichen Räder, und die mittlere Achse *e* ist so verschiebbar, dass die Zahnräder, falls sie nicht nöthig sind, ausser Dienst gesetzt werden können. Infolge dieser Anordnung bleiben die drei Mittelpunkte der Zahnräder immer in einer geraden Linie, während die horizontale Drehung der Achsen gegeneinander nur zwei Grad beträgt, weshalb zu erwarten, dass diese Räderkuppelung ihren Dienst nicht versagen werde. Das Schmieren der Zahnräder geschah

1 : 50. Da der leichte Oberbau starke Radbelastungen ausschloss und der Betrieb die Beförderung schwerer Züge wünschenswerth machte, so entschloss man sich zum Bau einer fünffach gekuppelten Locomotive.

Die Locomotive soll nach dem seinerzeit aufgestellten Programme auf der angedeuteten Bergbahn 25 leere Wagen von 110 Tonnen Bruttolast bergauf mit 11 bis 15 km Geschwindigkeit befördern.

Die nöthige Zugkraft wurde für diese Daten mit circa 5 Tonnen und das Adhäsionsgewicht mit circa 40 Tonnen festgesetzt, der Adhäsionscoefficient mithin zu $^1/_8$ angenommen. Da mit Rücksicht auf die schwachen Schienen (27 kg pro lfd. Meter) die Achsenbelastung $9^1/_2$ Tonnen nicht wohl überschreiten durfte, so ergab sich eine Maschine von fünf gekuppelten Achsen, welche, mit Rücksicht auf die engen Curven, in zwei gegeneinander drehbaren Gestellen montirt werden mussten. Dementsprechend entstand die Maschine Steyerdorf als Tenderlocomotive mit fünf gekuppelten Achsen, deren Kessel auf den bekannten, mittelst Drehbolzen unter sich verbundenen Gestellen ruht (System Engerth). Die Kuppelung der Räderpaare des Vordergestelles mit jenen des zweiten Gestelles geschieht mittelst einer Blindachse nach der Angabe von P. Fink. Die weitere Anordnung der Maschine ist aus Tafel LXIX ersichtlich. Es stellt daselbst Fig. 1 die Seitenansicht der Locomotive sammt Zubehör vor, während Fig. 2 den Grundriss bildet, welcher zur Hälfte einen horizontalen Schnitt unter dem cylindrischen Kessel und oberhalb der Räder, zur anderen Hälfte einen horizontalen Schnitt durch die Achsen der Räder voraussetzt.

Die Rahmen und Kurbeln sind nach System Hall, so dass die Maschine »Steyerdorf« die Constructionen von Hall, Engerth und Fink in sich vereinigt. Die Räder mit Stahlreifen besitzen, den starken Curven der Bahn entsprechend, $^1/_{10}$ Conicität. Die Rahmen beider Gestelle sind mit den erforderlichen Querverbindungen gegeneinander versteift und namentlich an den gegeneinander stossenden Stirnen, welche den gemeinsamen Drehzapfen enthalten, mit starken Traversen behufs Kuppelung beider Gestelle versehen. Der Radstand eines jeden der beiden Gestelle beträgt nur 2,212 m, weshalb die engsten Curven ohne Anstand passirt werden. Die Kuppelung geschieht mittelst eines starken kugelförmigen Bolzens. Das entsprechende Kugellager befindet sich in der Querverbindung des Tendergestells und gestattet ausserdem noch eine verticale Bewegung, so dass die beiden Gestelle jede Lage, wie sie der Curvendurchgang und das Federspiel erfordern, gegeneinander einnehmen können. Die Feuerbüchse ruht mittelst eines den Aschenkasten umfassenden Bügels auf dem Tendergestelle und ist auf diesem vermittelst einer Rolle verschiebbar.

Die Dampfcylinder, Bewegungsmechanismus und Steuerung sind am Maschinenrahmen angebracht, während die Bestandtheile des Blindachsenmechanismus, sowie die Platform für das Maschinenpersonal und die Kohlenbehälter auf dem Tendergestelle angeordnet sind.

Die Eigenthümlichkeit der Maschine »Steyerdorf«, der Kuppelungsmodus der Achsen der beiderseitigen Gestelle, geht aus den Fig. 1 und 2 auf Tafel LXIX und aus dem umstehenden Querschnitt Fig. 19, p. 1136 hervor.[36]) Es bezeichnet daselbst A die Vorderachse des Tendergestelles, welche mit der Triebachse B des Vordergestelles zusammengekuppelt ist.

---

[36]) Die Construction dieser Achsenkuppelung ist im Wesentlichen vom Maschinendirector Kirchweger in Hannover zuerst angegeben. Siehe Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1853, p. 225.

wird, dessen Mittelpunkt in W'', dem horizontalen Abstande der Verbindungslinie Wq des Mittelpunktes der Blindachse mit dem Lager q liegt.

In unseren Figuren bezeichnet noch K die Kuppelstange zwischen der Treibachse B des Maschinengestelles und der Blindachse, und die (in gerader Bahn) immer senkrecht bleibende Kuppelstange L die Verbindung zwischen der Tenderachse A und der Blindachse C. Diese Kuppelstangen haben Kugellager, damit die bezüglichen Kurbelzapfen innerhalb der erforderlichen Grenzen verschiedene Lagen gegeneinander annehmen können.

Die nach der Locomotive »Steyerdorf« erbauten Berglocomotiven, »Krassowa« und »Gerliste«, haben im Princip genau dieselbe Construction; ein Unterschied findet nur in der Lage der Verbindungsstangen zwischen der Trieb- und Blindachse und jener zwischen der ersten Tender- und Blindachse statt. Diese beiden Verbindungsstangen liegen nämlich vor den bezüglichen Achsenbüchsen, wodurch auch die Maschinen- und Tenderrahmen in eine Ebene zu liegen kommen. Die vorliegende Kuppelungsmethode wäre in der That mathematisch genau, wenn die Verbindungsstangen der Achsen mit den Kuppelstangen der Kurbelzapfen in einer Verticalebene lägen, was jedoch practisch nicht durchführbar ist. Die hieraus entspringenden Fehler sind jedoch wegen ihrer Geringfügigkeit ohne practische Bedeutung. Bei der Maschine »Steyerdorf« ergeben sich die grössten desfallsigen Fehler bei der grösstmöglichen Verdrehung der Gestelle gegeneinander für die schiefe Kuppelung zu 0,2 mm und für die verticale Kuppelung zu 1,1 mm.

Da sich diese Fehler auf vier Lager vertheilen können, so ist erklärlich, dass sie sich durch keinerlei Anstände bemerklich machen. In der zweiten Ausführung ist der Aufgabe, die Kuppelstange der Kurbelzapfen und die Verbindungsstange der Achsen möglichst in eine Ebene zu bringen, mehr Rechnung getragen, und sind deshalb die obengenannten Fehler bei den zuletzt gebauten Maschinen verschwindend klein und im Maximo gleich 0,13 mm.

§ 28. System Beugniot. — Der Uebelstand mangelnder Adhäsion derjenigen Engerth-Maschinen, die für den Dienst starker Güterzüge auf der Französischen Nord- und Ostbahn in Frankreich erbaut wurden,[37] sowie namentlich auch die mangelnde Stabilität beim Bergabfahren, wurden Ursache zur Erfindung eines neuen Systems.

Der Beugniot'sche Kessel hat 173 qm Heizfläche, davon kommen 9,4 qm Heizfläche auf die Feuerbüchse und die übrigen 163,6 qm auf die 222 Röhren von 43 mm äusserem Durchmesser und 4 Meter Länge.

Kolben 540 × 560. Radhöhe 1200 mm. Adhäsion 48 Tonnen dienstfähig.

Die Abwägungen der Achsenbelastungen ergeben bei 7500 Liter Wasser im Tender und 2500 kg Brennstoff folgende Gewichtsvertheilung:

Vorderachse der Maschine	11,8	Tonnen	Adhäsionsgewicht = 47,3 Tonnen
erste Mittelachse	11,8	-	
zweite Mittelachse	11,8	-	
Hinterachse	11,9	-	

[37]) Diese Maschinen besitzen 190 qm Heizfläche und ruhen auf zwölf Rädern, von denen die acht verkuppelten Maschinenräder einen Radstand von 3,950 m haben; die vier nicht gekuppelten Räder tragen das drehbare Hintergestell, welches als Kohlenbehälter dient, während die Wasserreservoire an den Langseiten sich befinden. Die Maschinen besitzen, je nach der vorhandenen Wassermenge, ein Adhäsionsgewicht von 39—41 Tonnen.

Kuppelstangen und die Kuppelzapfen nicht häufiger warm werden als bei den gewöhnlichen Constructionen. Als weitere Vortheile dieser eigenthümlichen Achsenanordnung werden noch angegeben:

Die grosse Auflagerfläche der Achsschenkel, welche die Belastung pro Einheit dieser Fläche vermindert, ein leichtes Schmieren gestattet und so das Warmgehen der Achsen verhindert.

Der grosse Abstand zwischen den äusseren Hälsen. durch welchen dem Systeme mehr Stabilität in der zur Bahn transversalen Richtung, und die Fähigkeit, ohne Gefahr die Gegencurven zu durchfahren, gegeben sein soll.

Die vollkommene Aufhängung vermittelst 16 Federn soll vorzugsweise die Wirkung des Druckes auf die Schienen schwächen, was man besonders an schlechten Bahnstellen bemerkt haben will, wo andere Maschinen unangenehme Erschütterungen erleiden. Schliesslich noch ein Wort über die Functionen der vorderen Tenderachse und die besondere Anhängung des Tenders an die Maschine. Die betreffende Achse hat ebenfalls vier Hälse; die äusseren tragen den ihnen zufallenden Theil des Tendergewichtes von etwa 3,5—3,8 Tonnen; die inneren Hälse werden dagegen von zwei besonderen Achsgabeln gefasst, und auf ihren Achsbüchsen ruhen Federn, die sich pro Tonne Belastung um 20 mm durchbiegen. Jede Feder stützt sich gegen ein ähnlich geformtes Gegenstück, das in seiner Mitte in ein vertical stehendes vierseitiges Prisma ausläuft. Dieses Stück bewegt sich, den Biegungen der Feder folgend, in verticalem Sinne, ist durchbohrt und mit innerem Gewinde versehen und trägt darin eine starke Spindel, die in einen kugelförmigen Kopf ausläuft, der eine broncene Pfanne trägt. Letztere hat oben eine ebene Fläche, die sich an den unteren Theil der Hintertraverse der Maschine anlehnt, und welche, wenn man die Spindel herausschraubt, vermittelst dieser und der oben erwähnten Feder eine gewisse Last der Maschine auf die inneren Hälse der vorderen Tenderachse überträgt. Durch Wiegungen lässt sich genau ermitteln, welche Last man von der Hinterachse der Maschine wegnimmt und auf den Tender überträgt. Im Uebrigen sollen die zwei Stützpunkte des hinteren Theils der Maschine einen sanfteren Gang des Fahrzeuges herbeiführen.

Fig. 20.

Ganz eigenthümlich ist die Anordnung der Cylinder, welche in Fig. 20 dargestellt ist. Die Cylinderachsen sind, behufs Vermeidung des Schlingerns, einander möglichst nahe gerückt, so dass der Abstand der Mitten nur 1556 mm beträgt.

Die Vorderachse ist Triebachse. Sie ist gekröpft und trägt ausserdem noch äussere, separat aufgekeilte Kurbeln (*b*) von gleichem Hube und gleicher Stellung

oben erwähnten Lagerhälse jeder Achse von den starken Bügeln (f) umfasst, die in der Verticalebene der Radachsen stehen und längliche Rahmen bilden, in welchen die Kurbelköpfe in einer zur Rahmenebene senkrechten Ebene rotiren. Die höchsten und tiefsten Punkte dieser Rahmen sind mit verticalen festen Kuppelungsbolzen vermöge der Bolzenlöcher (e) verbunden. Um nun aus dem Mechanismus die todten Punkte zu entfernen, ist eine dritte Kurbel (g) auf dem oberen Rande des Gitterträgers so angebracht, dass die Achse der Kurbel auf den beiden Gitterträgern gelagert ist, während die Kurbel selbst mit der Kurbel der beiden zu kuppelnden Achsen bei paralleler Stellung der letzteren in ein und derselben Verticalebene rotirt. Die drei Kurbeln sind miteinander durch Stangen verkuppelt und schaffen einen Rotationsmechanismus ohne todte Punkte, der zwar recht sinnreich ausgedacht ist, aber kaum Aussicht auf practische Verwendung im Locomotivbau haben dürfte.

§ 30. Maschinen mit Motortendern. — Die Idee, den Tender als Locomotive zu verwerthen, d. h. sein Gewicht durch Adhäsion auf Zugkraft zu verwerthen, rührt von Archibald Sturrock, Ingenieur der Great Northern-Bahn her, sie konnte jedoch in England keinen fruchtbaren Boden gewinnen. Hingegen sind derartige Locomotiven in den Werkstätten der Grand Central Belge in Loewen (Belgien) in zahlreichen Exemplaren, nach den Plänen des Directors der Gesellschaft, Maurice Urban, practisch ausgeführt worden und auf den ungünstigen Profilen als Güterzugmaschinen für den Betrieb der schwersten Züge zur Verwendung gekommen. Die Einrichtung ist im Wesentlichen folgende: An einem gewöhnlichen Tender (Fig. 6, Taf. LXXI) sind zwei Cylinder angeordnet, deren Kolben eine Tenderachse durch den gewöhnlichen Bleuelstangen- und Kurbelmechanismus in Umtrieb setzen.

Die Räder des Tenders sind in der üblichen Weise miteinander verkuppelt. Der für diesen Hülfstender erforderliche Dampf wird durch den Kessel der Locomotive geliefert und der verbrauchte Dampf zur Vorwärmung des Wassers im Tender benutzt.

Die Anordnung der Cylinder etc. am Hülfstender selbst ist aus Fig. 6, Taf. LXXI, deutlich zu ersehen. A stellt eine der Dampfzuleitungsröhren von dem Regulator nach den Cylindern C vor; sie sind ausserhalb des Kessels nieder- und unter der Platform fortgeführt bis zum Punkte der Verbindung mit dem Schieberkasten des betreffenden Cylinders. Das Dampfausströmungsrohr D führt nach dem Condensator E, der aus einer Anzahl von Röhren besteht, die in dem Wasserkasten des Tenders liegen (Oberflächencondensator) und welche, wie aus der Zeichnung ersichtlich, an jedem Ende mit dem Kasten ff verbunden sind. Auf letzteren ist das Rohr F angeschraubt, um den nicht condensirten Dampf in die Atmosphäre zu leiten. G ist die Kurbel- oder Treibachse des Tenders und HH sind äussere Kurbeln zum Verkuppeln der übrigen Achsen. Das Zurückführen des condensirten Dampfwassers in den Tender wird auf sehr einfache Weise bewirkt. Ueber der Ausgangsröhre F befindet sich ein kurzes weites Rohr F_1, das im Innern oberhalb, und zwar unmittelbar über der Mündung des Rohres F, mit einer trichterförmigen Platte versehen ist. Auf der obern Seite des Tenderkastens sind ferner innerhalb des Rohres F_1 eine Anzahl Löcher angebracht, so dass das Wasser oder der condensirte Dampf, welcher aus F ausströmt und gegen den Trichter stösst, auf den Boden von dem äusseren Rohr F_1 fallen und durch die Löcher in den Tender treten muss. Von wesentlichem Interesse ist die vom Kessel zum Tender führende Dampfleitung, da diese wegen der nicht überall gleichmässigen Bewegungen beider Fahrzeuge nicht steif angeordnet

Rohrlänge	3,500 m
Heizfläche der Rohre	169,50 qm
- - Feuerbüchse	9,70 -
- totale	179,20 -
Kesselvolumen sammt Dampfreservoir	6447 Liter
Wasservolumen	3912 -
Dampfvolumen	2535 -
Maschinengewicht im Dienst	35800 kg.

II. Motortender.

Cylinder	350 × 400
Radhöhe	1,220 m
Radstand	3,200 -
Capacität des Wasserreservoirs	8,1 Tonnen
- - Raumes für Brennmaterial . . .	4 -
Leergewicht des Tenders	14,8 -
Dienstgewicht	26,9 -
Totalgewicht des Complexes	62,7 -

§ 31. Zwillingsmaschinen. — Eine Zwillingsmaschine entsteht, sobald zwei einfache Tenderlocomotiven in ähnlicher Weise wie Locomotive und Tender mit ihren Rückseiten aneinander gekuppelt und die hinteren Wände der Schutzdächer beseitigt werden. Die bereits früher hervorgehobenen Vortheile dieser Construction gegenüber der Beförderung des Zuges durch zwei voreinander gestellte getrennte Locomotiven beruhen in der Ersparung eines Führerpersonals oder doch mindestens eines Heizers oder Führers, und ferner in dem durch Anwendung einer rationellen Verkuppelung zu erzielenden ruhigen Gange der Locomotive bei selbst grossen Zuggeschwindigkeiten. Auch die Einheitlichkeit der Leitung beider Maschinen, resp. die Leichtigkeit der Verständigung der betreffenden Führer verdient lobend hervorgehoben zu werden Da nur Tendermaschinen in der angegebenen Weise zu kuppeln sind, so sprechen gegen Zwillingsmaschinen selbstverständlich auch alle die Gründe, welche früher gegen Tenderlocomotiven geltend gemacht wurden, wenn vielleicht nur der unruhige Gang ausgenommen wird, der durch rationelle Verkuppelung beseitigt werden kann.

Zwillingsmaschinen bedingen also geringe Entfernungen der Wasser- und Kohlenstationen voneinander und sind nur auf kurzen Zweigbahnen oder solchen mit vielen und starken Steigungen mit Nutzen zu verwenden.

Zur Anwendung gekommen sind Zwillingsmaschinen auf der geneigten Ebene Giovi, zwischen Ponte Decimo und Busalla, wo sich stärkste Steigungen von 1 : 28,6 bei einer mittleren Steigung von 1 : 35,8 vorfinden. Die hier mit ihnen erzielten Betriebsresultate sollen sehr günstige sein.

Die betreffenden Locomotiven sind zweiachsige Tendermaschinen identischer Construction, die meist je zwei und zwei, mit den Feuerbüchsen gegeneinander gekehrt, Dienst thun. Sie wiegen dienstfähig 28 Tonnen, wovon circa 3 Tonnen auf das Wasser in den Reservoiren kommen, die zu den Seiten des Langkessels liegen, während die Kohlenvorräthe $^1/_2$ Tonne ausmachen, angemessen der nur kurzen Fahrtdauer (die Länge der schiefen Ebene beträgt 19 km). Jedes Rad ist demnach mit 14 Tonnen pro Achse belastet. Da der Radstand nur 2,59 m beträgt, so werden die engsten Curven ohne Anstand durchlaufen. Die Hauptdimensionen sind folgende:

Nimmt man nun jener Doppelschemel-Locomotive die Triebachsen weg und macht dafür die Schemelräder zu gekuppelten Triebrädern mit zwei getrennten Triebwerken, so entsteht das vielbesprochene »Fairlie-System«, welches mithin aus dem Bestreben hervorging, ausser der erreichten Flexibilität der Locomotive auch ein möglichst grosses Adhäsionsgewicht zu erzielen.

Die ersterwähnte Form tauchte in 8 Exemplaren im Jahre 1855 (aus der Fabrik von Rothwell & Comp. in Bolton) als einzeltriebachsige (2,74 m Radhöhe) Schnellzugtendermaschine auf. Sie hatte fünf Achsen bei einem Radstand von beiläufig 7,468 m.

Ueber die Doppelschemel-Locomotiven der Bristol und Exeter-Bahn finden wir im Engeneering (Februar 1870, p. 91) eine wenig präcise Beschreibung, aus welcher und mit Hülfe der ergänzenden Bemerkungen (p. 132) des Locomotiv-Superintendenten Pearson jener Bahn hervorgeht, dass diese Maschinen aus älteren Typen umgebaut wurden.

Die Hauptveränderung bestand in der Beseitigung der äusseren Schenkel, Lager und Rahmen der Triebachse, die früher noch ausser den inneren angebracht waren, so dass die sämmtlichen Achsen der umgebauten Locomotiven nur innere Schenkel besitzen. Die Cylinder sind innenliegend und haben 457 mm Durchmesser bei 609 mm Hub. Die Schemelräder besitzen 1,219 m Durchmesser.

Mr. Mc.-Donell, Locomotivsuperintendent der Great Southern und Western-Eisenbahn hat für die gemischten Züge dieser Bahn Tenderlocomotiven mit zwei Schemelgestellen eingeführt, von welchen das vordere ein Triebwerk enthält. Die beiden Gestelle sind durch einen Rahmen verbunden, auf welchem der Kessel ruht, wobei der Druck der Drehplatten durch starke Traversen auf jene Rahmen übertragen wird.

In dem hinteren Gestelle ist der Drehzapfen kugelig geformt und zwischen die Drehplatten in geeigneter Weise eine starke Gummischeibe gelegt, so dass auch kleine Drehungen um Horizontalachsen stattfinden können. Zwei gewöhnliche Tragfedern zu beiden Seiten übertragen balancierartig die Last auf die vier Achsbüchsen. Der Zapfen im Vordergestell lässt nur Drehungen zu, auch fehlt hier die Gummizwischenlage, doch sind zu beiden Seiten Gummifedern angebracht. Die eigentliche Federung besteht in vier unter den Achsbüchsen liegenden Federn, die zu je zwei auf einer Seite durch Längenbalanciers verbunden sind. Die erforderliche Bewegung des Dampfeinströmungsrohres von 76 mm innerem Durchmesser, genügender Länge und entsprechender Biegung wird durch die Elasticität des Rohres erzielt. Für die Verbindung zwischen Ausströmungsrohr und dem mit dem Kessel fest verbundenen Blasrohre sind die gegenseitigen Verschiebungen dadurch unschädlich gemacht, dass die Mündung des ersteren mit genügendem Spielraum in das nach unten trichterförmig erweiterte Blasrohr reicht. Die Bedienung der Steuerung geschieht durch Schraubenmechanismus. Die Hauptdimensionen des Motors sind folgende:

Kolben	381 × 508 mm
Entfernung der Cylindermittel	611 mm
Durchmesser des Langkessels	935 -
Länge	2,845 m
Aeusserer Feuerkasten. Länge	1,422 -
- - Breite	1,270 -
Rohre. Länge zwischen den Rohrwänden .	2,972 -
Durchmesser	44 mm

äusserem Durchmesser. Dabei besitzen die Rohre nur 3,50 m Länge, wodurch der Werth der Heizfläche ausserordentlich gewinnt.

Eine weitere Eigenthümlichkeit des Petiet-Kessels bildet ein als Dampfreservoir dienendes cylindrisches Rohr von 460 mm Weite und 2,50 m Länge, welches auf der Oberseite des Kessels ruht und dessen Mittellinie 3,287 m über den Schienen liegt. Dieses Rohr communicirt mit dem Langkessel mittelst eines Stutzens von 300 mm Durchmesser. Das Dampfreservoir ist an beiden Enden durch Böden abgeschlossen, durch welche vier eiserne Röhren von 100 mm Durchmesser hindurchgreifen. Die heissen Gase, welche aus der Rauchkammer kommen, ziehen theils durch diese vier Röhren, theils umspielen sie das Dampfreservoir, indem letzteres zu diesem Behufe von einem auf dem Langkessel ruhenden Mantel umgeben ist. Von da treten die Gase in einen horizontalen Schornstein von 518 mm Weite, welcher die Fortsetzung des erwähnten Mantels bildet und an seinem Ende vermöge eines Kniees von 90° in die Atmosphäre mündet. Die Schornsteinlänge beträgt circa 3 m. Die Heizfläche dieses Reservoirs beträgt 9,6 qm, da überdies infolge seiner hohen Lage kaum Wasser in dasselbe gelangen kann, so bietet es eine hohe Sicherheit für die Verwendung nur trockenen Dampfes in den Cylindern.

Der von den vier Cylindern ausströmende Dampf entweicht durch einen einzigen Exhaustor mit constanter Oeffnung von 150 mm Weite, der im Anfangspunkte des horizontalen Schornsteins und zwar in dessen Achse liegt, weshalb sein oberer Theil gleichfalls um 90° abgebogen ist.

Die Regulatoren, deren für die vier Cylinder zwei vorhanden sind, liegen oben auf dem Dampftrockner und sind nach vorn hin angebracht; sie werden vermittelst zweier Stangen bewegt, welche der Maschinist durch zwei, ihm zur Hand liegende Hebel einzeln in Bewegung setzen kann.

Die vier Cylinder (von 440 mm) sind an den Aussenseiten der Maschinenrahmen, zwei vorne und zwei hinten, befestigt. Die vorderen Cylinder erhalten den Dampf direct durch ein Rohr, welches von dem Regulatorgehäuse an der inneren Seite der Rauchkammer niedergeführt ist. Ein zweites Rohr steigt an der anderen Seite des Rauchkastens herunter, läuft unter dem Kessel hin und mündet in die Schieberkasten der beiden hinteren Cylinder. In ähnlicher Weise vereinigen sich die Ausströmungsröhren von jedem Cylinderpaare, indem sie unter dem Kessel bis zur Mitte hinlaufen und dort in ein einziges Rohr münden, welches an der einen Seite des Kessels zum Exhaustor hinaufsteigt.

Die Kolben sind mit der Stange aus dem Ganzen geschmiedet und zeichnen sich durch grosse Leichtigkeit aus. (Gewicht nur 56 kg.) Die Führung der Kolbenstange bietet die Besonderheit dar, dass, nach amerikanischem Modus, nur ein Gleitlineal vorhanden ist, welches, oberhalb der Stange angeordnet, 130 mm Breite und 48 mm Höhe besitzt. Das Gleitstück ist aus zwei Theilen zusammengeschraubt und umgiebt die Gleitbahn von allen Seiten auf 315 mm Länge. Der Kreuzkopf ist gabelförmig gestaltet und fasst den Kopf der Bleuelstange zwischen sich, wobei das (entsprechend grosse) Schmiergefäss der Gleitbahn zugleich zur Schmierung des Stangenkopfes dient. Diese Anordnung der Geradführung wird als eine sehr einfache und vollkommene bezeichnet, namentlich auch in Betreff der Oelung, auch ist die Fläche für die seitliche Führung des Gleitstückes, die bei der gewöhnlichen Führung bekanntlich nur durch die schmalen übergreifenden Ränder des Kreuzkopfes bewirkt wird, hier beträchtlich vergrössert, weshalb jede Tendenz des Kolbens zum

Kesselweite	1,450 m
Rohrzahl	464 Stück
Rohrlänge	3,500 m
Rohrweite	40 mm
Rohrdurchgangsweite	0,5 qm
Heizfläche der Feuerbüchse	10,90 qm
- der Röhren	189,00 -
- des Dampftrockners	22,00 -
- totale	221,90 -
Kesselpressung	9 Atm.
Kolben	440 × 440 mm
Zahl der Cylinder	4
Radhöhe	1,065 m
Inhalt der Wasserreservoire	8000 kg
- - Kohlenbehälter	2200 -
Leergewicht der Maschine	44500 -
Dienstgewicht - -	59700 -
Die Lastvertheilung auf die einzelnen Achsen ist folgende: Vorderachse	9200 -
zweite Achse	9200 -
dritte -	9200 -
vierte -	10700 -
fünfte -	10700 -
sechste -	10700 -

Die Petiet-Maschine bildet den eigentlichen Uebergang zu den Doppelschemel-Locomotiven, also den Locomotiven mit symmetrischen Motorschemeln, deren allgemeine Charakteristik bereits gegeben wurde.

§ 34. Die Doppelschemel-Locomotiven der Semmering-Bahn. — Wie bereits früher angedeutet, erschienen die ersten Doppelschemel-Locomotiven auf Veranlassung der bekannten Concurrenzausschreibung für die Semmering-Bahn und machten dieselben ihre Probefahrten im August 1851.

In Betreff der detaillirten Constructionsverhältnisse etc. der vier Probemaschinen muss auf den angehängten Literaturnachweis verwiesen werden.

Diese waren:

1. Die Locomotive »Wiener-Neustadt« aus der Fabrik des Herrn Wenzel Günther zu W.-N. Die Maschine hat keinen Separattender; die Wasserreservoire befinden sich zu beiden Seiten des Langkessels. Sie besitzt vier Cylinder und demnach zwei symmetrische Achsengruppen (à 2 gekuppelte Achsen). Einfacher Kessel. Die Dampfzu- und Ableitungsrohre sind infolge der Beweglichkeit der Gestelle vermittelst Stopfbüchsen und Cylinderrohre entsprechend gelenkig angeordnet. Die Locomotive erschien in ihren wesentlichen Details zu Wien 1873 als neu erfundene Berglocomotive unter dem Namen »System Meyer«. Dass bei dieser die Gestelle, statt wie damals zweiachsig, dreiachsig angeordnet waren und dass statt eines gewöhnlichen Kessels ein Belpaire-Kessel zur Anwendung kam, macht im Princip der Construction keinen Unterschied.

2. Die Maschine »Seraing« aus den Hüttenwerken der Société John Cockerill in Seraing bei Lüttich. Die Construction dieser Locomotive wurde genau nach den Plänen von J. G. Laussmann, ehem. Maschinenmeister der Bergisch-Märkischen Bahn, und zwar nach einem ihm auch in Preussen als »Doppellocomotive« patentirten

Systeme seitens der genannten Fabrik ausgeführt. Denkt man sich zwei vier- oder sechsrädrige Tendermaschinen durch die hinteren Enden der Feuerbüchsen so miteinander verbunden, dass der Wasserraum beiden gemeinsam ist, so entsteht ein ungefähres Bild der gewählten Anordnung[40]), die demnach im Princip mit der später beschriebenen Fairlie-Maschine übereinstimmt.

Die Verschiedenheit der Maschine »Seraing« von der Fairlie-Maschine besteht im Wesentlichen nur in der Anwendung innerer Cylinder.

Im Uebrigen sind zwei Rauchkammern und zwei Schornsteine vorhanden. der lange Kessel besteht aus einer Combination zweier Locomotivkessel, wobei die Feuerbüchsen in die Mitte der Kessellänge verlegt und zwei kurze Röhrenkessel symmetrisch angeschlossen sind. Die Heizung geschieht daher, wie bei Fairlie, von der Seite, wobei Heizer und Führer, durch den Kessel getrennt, einander gegenüberstehen. Die Anordnung eines doppelten Röhrenkessels bietet den Vortheil kurzer Rohre, mithin einer werthvollen Heizfläche. Näheres über diesen Gegenstand findet man weiter unten bei Gelegenheit der Beschreibung des Fairlie- und des Meyer-Kessels.

Bezüglich des Tenders, welcher der Maschine »Seraing« beigegeben war, dürfte Folgendes zu bemerken sein: Der Constructeur Laussmann hatte das Project als Tendermaschine ausgearbeitet, es zeigte sich jedoch während des Baues der Locomotive, dass die laut Programm festgesetzte Radbelastung von 125 Centner (12 Tonnen pro Achse) überschritten worden wäre, wenn man die Munition auf der Maschine untergebracht hätte. Nun waren aber die Laussmann'schen Gestelle für nur zwei Achsen construirt, man konnte also der obigen Bedingung durch Construction einer Tendermaschine mit dreiachsigen statt der zweiachsigen Motorschemeln nicht mehr Rechnung tragen und behielt daher die zweiachsigen Gestelle bei und schleppte die Munition in einem besondern Fahrzeuge hinterher.

---

40) In Hinsicht der damals abgelegten zwölf Probefahrten besagt der Bericht in Betreff der Maschine »Seraing«: Am 23. Aug. 1851 machte die Locomotive »Seraing« von der Gesellschaft Cockerill zwei Probefahrten; an weiteren Fahrten wurde sie an diesem Tage durch eintretendes Rohrlecken gehindert. Am 26. und 27. August legte die Maschine die weiteren 10 Fahrten zurück, die von der Commission als gelungen angenommen wurden. Die Fahrten III und IV mit Belastungen von über 2500 Centner stellten sich nicht als vortheilhaft in Bezug auf Zeit und Brennstoff heraus, weshalb bei den späteren Fahrten die Minimalbelastung von 2500 Centner wieder angenommen wurde. Bei der Regulatoranordnung war offenbar nicht auf das Wasserniveau gebührende Rücksicht genommen worden, indem auf 1:40 der tiefer liegende der beiden Regulatoren beständig ersoffen war, was natürlich ein heftiges Spucken der Maschine zur Folge hatte und den Effect ungeheuer herabziehen musste. Wie leicht hätte man diesen Nachtheil vermeiden können! — zumal im Uebrigen constatirt wurde, dass unter allen Maschinen »Seraing« den leichtesten Curvendurchgang erwies.

Die Locomotive »Neustadt« von Günther machte am 25. Aug. (1851) ihre ersten drei Probefahrten, die vierte am 28. August. Auf letzterer wurde starkes Schleudern der Räder beobachtet, weshalb die Fahrten nicht fortgesetzt werden konnten. Am 2. September fanden sodann weitere fünf Probefahrten statt, die zehnte wurde wegen ungünstiger Witterung eingestellt. Endlich wurden am 3. September zwei und am 4. September noch drei Probefahrten mit der »Neustadt« vorgenommen, welche befriedigende Resultate gaben, indem das Schleudern bedeutend nachgelassen hatte. Der Brennstoffverbrauch stellte sich bei »Neustadt« günstiger als bei »Seraing«, die Zugleistung war bei beiden Maschinen dieselbe, indem sie im Maximo 2500—2700 Centner betrug, d. h. auf 1:40, in Curven von 180—200 m Radius und bei 15 km Geschwindigkeit.

Die letzten beiden Maschinen führen uns ganz naturgemäss zu den Systemen Meyer und Fairlie, und zwar entspricht ersteres der Maschine »Neustadt«, letzteres der Maschine »Seraing«.

§ 35. System Meyer. — Das Wesen des Systemes besteht in einer Tendermaschine mit zwei symmetrischen Motorgestellen und vier Cylindern. Lagerung des (einfachen) Kessels auf drei Stützpunkten. Freie Beweglichkeit der den gesammten Bewegungsmechanismus enthaltenden Gestelle in den Curven unter Sicherstellung der dampfdichten Verbindung der Zu- und Ableitungsröhren. Anordnung der Reservoire an den Aussenseiten des Langkessels auf der Maschinenplatform.

Es sind nur erst zwei Locomotiven nach dem System Meyer gebaut worden, deren jüngste zu Wien 1873 ausgestellt war. Die erste Locomotive des in Rede stehenden Systemes wurde 1869 in den Werkstätten der Compagnie Fives-Lille erbaut. Sie besitzt zwei Motorgestelle mit je zwei verkuppelten Achsen und war für die Linien der Luxembourg-Belgischen Gesellschaft bestimmt, woselbst sie zum Betrieb der Güterzüge auf gewissen Strecken der Ardennenbahn zur Verwendung kam.

Die zu Wien 1873 ausgestellte Maschine ist von der Compagnie Belge zu Brüssel erbaut unter Leitung des Directors der Gesellschaft des Grand-Central-Belge, welche die Maschine in Bestellung brachte, um dieselbe auf ungünstigen Längenprofilen zum Betrieb schwerer Güterzüge zu verwenden. Auf Tafel LXX findet sich in Fig. 1 ein Längenschnitt der Locomotive mit Ansicht des Hintergestelles, in Fig. 2 eine halbe obere Ansicht und ein halber Horizontalschnitt des Hintergestells und durch das Vordergestell, Fig. 3 stellt einen halben Durchschnitt durch die Rauchkammer dar, während Fig. 4 die äussere Ansicht des Vordertheiles der Maschine zeigt. Fig. 5 giebt den Querschnitt durch die Cylinder, Fig. 6 den Durchschnitt durch die Feuerbüchse, Fig. 7 endlich bietet eine Ansicht der Umsteuerungsvorrichtung.

Kesselconstruction nach Belpaire. Der Kessel ist einfach und liegt hierin ein wesentlicher Unterschied gegen die im Uebrigen nach ähnlichen Principien gebaute Fairlie-Maschine.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Rostlänge	2,700 m
Rostbreite	1,240 -
Rostfläche	3,340 qm
Feuerbüchsenhöhe hinten	0,960 m
- vorne	1,430 -
Innere Länge oben	2,682 -
- - unten	2,700 m (Rostlänge)
Rohre. Zahl	289
- Durchmesser	0,050 m (aussen)
-	0,045 - (innen)
Heizfläche der Feuerbüchse	11,03 qm
- - Rohre	194,06 -
totale	205,09 -
Aeusserer Feuerkasten. Länge	2,896 m
- - Breite	1,440 × 1,554 m
Aeusserer Durchmesser des Cylinderkessels	1,500 m
Länge incl. Rauchkammer	5,500 -
Totale Kessellänge	8,396 -

Höhe der Kesselachse ab Schiene	2,280 m
Dicke der Feuerbüchsenbleche	13 mm (Eisen)
- - -	13 - (Kupfer)
Cylinderbleche	13 -
Rohrwände	25 -
Capacität des Kessels	8,600 cbm
Dampfdruck	9 Atm.
Schornsteinhöhe ab Schiene	4,350 m
Schornsteinweite unten	0,560 -
- oben	0,660 -

Der Kessel ist über der Feuerbüchse etwas erhöht. Dieser erhöhte Raum dient als Dampfreservoir und communicirt vermöge eines weiten Curvenrohres mit dem oberen Theile des eigentlichen Dampfsammlers, dem Dome, welcher auf dem mittleren Theile des Langkessels angeordnet ist. Dieses Curvenrohr ist im Längendurchschnitt des Kessels Fig. 1, Taf. LXX, deutlich sichtbar. Die Decke der inneren Feuerbüchse ist entsprechend nach rückwärts geneigt gelegt und die Disposition des Dampf- und Wasserraumes überhaupt so bemessen, dass auf den Gefällen die vom Feuer berührten Kesseltheile stets mit einer Wasserschicht bedeckt bleiben.

Die lichte Höhe des Feuerbüchsenmantels über der Kesselachse misst 0,927 m. Der bewegliche Rost befindet sich an der Feuerthür, also im höchsten Theile.

Behufs Auflagerung sind zunächst die Vorderbleche des Cylinderkessels in dem unteren Kesseltheile auf 20 mm verstärkt und daselbst mit einem kastenförmigen, aus starkem Rahmenblech zusammengenieteten Hohlkörper verbunden, der, einerseits auf der Calotte des Kugelzapfens ruhend, sich andrerseits bis zur Rauchkammer fortsetzt, und demnach als Dampfausströmungsrohr dient.

Der hintere Theil des Kessels ruht mit Stützpunkten mittelst des Feuerrahmens auf dem zweiten Motorschemel.

Die Dampfentnahme erfolgt im Dome durch zwei Regulatoren mit entlasteten Schiebern.

Der Dampfzutritt zu jedem Cylinderpaare geschieht durch ein gegliedertes Curvenrohr, welches in ein beide Schieberkästen verbindendes Horizontalrohr mündet.

Der untere Theil dieser Cylinderrohre ist in verticalem und horizontalem Sinne in Stopfbüchsen verschiebbar, wodurch die dampfdichte Verbindung mit dem horizontalen Communicationsrohre der Cylinder auch bei Längsverschiebungen der Gestelle gesichert bleibt, und zwar ohne dass irgend ein Theil dieser Verbindungen auf Biegung beansprucht wird. Die Exhaustionskammer der Cylinder des Hintergestelles ist mit der der Cylinder des Vordergestelles durch ein in Stopfbüchsen bewegliches Rohr verbunden, während die Exhaustion der Cylinder des Vordergestelles direct durch den Zapfen geht.

Gestelle. Beide Motorgestelle sind symmetrisch angeordnet, so dass die vier Cylinder mit einander zugewendeten Böden in der Mitte der Locomotive liegen.

Das Vordergestell trägt den halbkugelförmigen gusseisernen, 150 mm vor der Mittelachse belegenen Hohlzapfen.

Die Verbindung des Zapfens mit dem Gestellrahmen ist vermittelst Traversen und Winkeleisen hergestellt. Die Calotte des Zapfens besteht aus Phosphorbronce und dient der oben beschriebenen kastenförmigen Kesselverstärkung, die zugleich die Exhaustionsverbindung nach der Rauchkammer hin vermittelt, als Auflager.

Die mittleren Theile der seitlichen Trägerflächen des Hintergestelles bestehen aus Gussstahl und liegen 150 mm hinter der Mittelachse. Diese Auflagerung der Feuerkiste ist ganz ähnlich wie bei der Engerth-Maschine auf dem (mobilen) Tendergestelle construirt. Die calottenförmigen Lagerflächen bestehen ebenfalls aus Phosphorbronce.

Die zulässige Längsverschiebung der beiderseitigen Gleitflächen begrenzt zugleich das Maass der Verschiebung des Hintergestelles in Bezug auf die Kesselachse. Die beschriebene Lagerung des Kessels auf drei Punkten der Gestelle gestattet jedem der letzteren die unabhängige Beweglichkeit, mithin die willkürliche Einstellung in Curven.

Die Rahmen sind aus dem Ganzen gewalzt, die Achshalter bestehen aus Stahl, die Achsenbüchsen aus geschmiedetem Eisen. Die schmiedeeisernen Räder bilden mit den Gegengewichten ein Ganzes; Achsen und Radreifen sind aus Bessemerstahl hergestellt. Die durchgehende Kuppelungsverbindung mit dem Zuge erfolgt nach System Stradal und ist in der Weise angeordnet, dass sie nur auf Zug in Anspruch genommen wird, indem der Schub des einen Gestelles durch die Centralbuffer beider Gestelle auf das andere übertragen wird. Die beiderseitigen Stirnen der Rahmen tragen die oben beschriebene Kuppelung symmetrisch, so dass die Maschine für Vorwärts- und Rückwärtslauf in gleichem Grade geeignet ist.

Die Kesselspeisung erfolgt durch zwei Injectoren nach Friedmann, welche aussen am Rahmen unter dem Kohlenreservoir angebracht sind.

Bewegungsmechanik. Die Dampfvertheilung geschieht nach System Heusinger von Waldegg. Die Admission der Cylinder eines jeden der beiden Motorgestelle ist unabhängig, dergestalt, dass man mit einer sowohl, als auch mit beiden Maschinen fahren kann[41]; auch ist der zur Anwendung kommende Expansionsgrad des Dampfes in beiden Gestellen unabhängig voneinander. Zu diesem Behufe lassen sich die Steuerhebel sowohl gemeinschaftlich durch die Schraube handhaben, als auch nach Belieben getrennt durch Ausrückung der Hebel.

Einfache (schwedische) Kolben aus Schmiedeeisen. Alle anderen Maschinentheile sind aus Bessemerstahl hergestellt. Durch den Angriff der Bleuelstangen an die Endachsen der Gestelle werden lange Kurbelstangen erzielt.

Kolben		440 × 500 mm
Abstand der Cylinderachsen		2,020 m
Länge der Bleuelstangen		2,550 -
Raddurchmesser		1,220 -
Abstand der Radreifen		1,356 -
- - Achsen		—
a. Vordergestell	1,300 + 1,360	= 2,660 m
b. Hintergestell	1,360 + 1,300	= 2,660 -
Entfernung der Endachsen		8,720 -
- - Zapfenmittel der Gestelle		6,420 -
Totallänge der Maschine		12,790 -
Innenabstand der Rahmen		1,250 -
Kleinster Rahmenquerschnitt		450 × 25 mm

[41]) Anders und zwar weit schöner ist der gleiche Zweck bei der Fairlie-Maschine erreicht, auf die wir weiter unten zurückkommen.

Die an den Langseiten auf der Maschinenplatform angeordneten Reservoire fassen . . .	7450 kg
Die Kohlenräume	3000 -
Das Wassergewicht im Kessel ist 5000 kg bei 100 mm Füllung über dem höchsten Theile der inneren Feuerbüchse, das Kohlengewicht auf den Rosten beträgt	500 -
Das Inventargewicht	550 -
Leergewicht der Maschine	55400 -
Dienstgewicht - -	71900 -

Gleichmässige Vertheilung der Last auf alle 6 Achsen, deren jede demnach 12 Tonnen trägt.

Beide Gestelle sind mit Bremsvorrichtungen versehen. Am Hintergestell erfolgt das Bremsen mittelst gewöhnlicher Radreifenbremsbacken, die, auf die Hinterräder einwirkend, mittelst Schraube und Handkurbel angezogen werden. Das Vordergestell besitzt Dampfbremseinrichtung vermöge Verticalcylinder mit Einwirkung der Hebel auf die Bremsschuhe der Vorderräder. Ausserdem werden die Bremsmittel durch den Lechatelier'schen Apparat vervollständigt, so dass in Beziehung auf die Bremsvorrichtung in der That denjenigen Anforderungen Rechnung getragen sein dürfte, welche man an Berglocomotiven zu stellen berechtigt ist.

Die Maschine ist bestimmt, Curven von 100 m Radius in freier Bahn mit Sicherheit zu durchlaufen. In den Etablissements sowohl als auch auf den Anschlussstrecken der Compagnie Belge in Brüssel passirte der Motor Curven von 80 m Radius in Rampen von 25 pro 1000.

Die Meyer-Maschine ist alt. Sie figurirte bekanntlich als Maschine »Neustadt«, von Günther in Wiener-Neustadt construirt — genau in ihrer späteren Gestalt —, bei der Concurrenzausschreibung für die Semmering-Bahn und machte ihre Probefahrten im August 1851. Im Jahre 1861 liessen sich die Herren Meyer dieses System in Belgien patentiren.

§ 36. System Fairlie. — Die Fairlie-Locomotive stimmt im Princip mit der von uns bereits beschriebenen Locomotive »Seraing« überein, von der sie sich wesentlich nur durch die äussere Lage ihrer Dampfcylinder unterscheidet. Sie besitzt zwei in getrennten Radgestellen gelagerte Achsgruppen mit je zwei oder drei gekuppelten Achsen. Diese beiden Gestelle sind symmetrisch zur Kesselmitte gelagert und um verticale Mittelzapfen, die selbst in einem gemeinsamen, den Dampfkessel tragenden Rahmen befestigt sind, drehbar.

Bei manchen Maschinen sind die Hauptrahmen fortgelassen oder doch nur so schwach construirt, dass sie allein zur Unterstützung der Laufbleche dienen, und die obigen Drehzapfen direct mit dem Kessel verbunden.

Beide Constructionen gestatten der Locomotive, sich mit Leichtigkeit durch enge Curven zu bewegen, deren Minimalradien nach den Radständen der Separatgestelle zu bemessen sind.

Wie die Anordnung der Gestelle, so ist auch der Kessel symmetrisch in der Mitte abgetheilt; er besteht (vergl. Fig. 8, Tafel LXXI) aus zwei Locomotivkesseln gewöhnlicher Form, welche durch Fortlassung der Thürwände und Anordnung gemeinsamer Seitenwände und Decke der äusseren Feuerkiste zu einem Kessel mit gemeinsamem Dampf- und Wasserraum, dagegen mit getrennten inneren Feuerkisten vereinigt sind.

Diese Construction macht die Beschickung des Feuers von der Seite des Kessels aus und die Anbringung getrennter Feuerthüren für beide innere Feuerkisten nothwendig.

Um dabei auf der Platform den erforderlichen Raum für die Beschickung des Feuers zu gewinnen, kommt besonders bei den Maschinen stärkerer Gattung vielfach eine seitliche Einbiegung der Feuerkisten dort, wo die beiden Kessel zusammenstossen, zur Anwendung, und sind die Feuerthüren als Schiebethüren angeordnet.

Die Fig. 7 auf Tafel LXXI, welche allerdings mehr ein Bild als eine Constructionszeichnung der Fairlie-Locomotive bietet, lässt die Disposition der Achsen, Cylinder und Wasserbehälter erkennen. Wie ersichtlich, sind, abweichend von Meyer's Locomotive, die Cylinder vorn zu beiden Seiten der Rauchkammer an den Gestellrahmen angebracht. Da diese sich in Curven gegen die Längsachse des Kessels verdrehen, so wird die Anwendung flexibler Dampfein- und Ausströmungsrohre nothwendig, deren Construction die Fig. 8, Tafel LXXI, erkennen lässt und die in gleicher Weise, wie bei den übrigen Viercylinderlocomotiven, die Reparaturen am meisten erfordernden Theile der Maschinen bilden.

Von interessanten Details der Fairlie-Maschinen verdient insbesondere die Regulatorvorrichtung Erwähnung. Die Anordnung derselben pflegt derartig getroffen zu werden, dass bei kleinen Admissionen zunächst nur eine der beiden Maschinen in Bewegung gesetzt wird. Die zweite Maschine erhält erst bei grösseren Regulatoröffnungen Dampf, es wächst jedoch die Oeffnung für sie rascher als für die erstgenannte Maschine, so dass die Dampfzuströmung schon bald für beide Maschinen eine gleichmässige wird.

Zu diesem Zwecke besitzt der Regulator zwei Hebel von ungleichen Längen, deren Dimensionen den Weg der Zugstangen und damit die Regulatoröffnungen bedingen. Diese Einrichtung gewährt den Vortheil, dass bei geringem Kraftbedarf mit nur einer Maschine gefahren werden kann, während bei grösseren Anforderungen die zweite Maschine vermöge ein und desselben Hebelgewichtes ganz von selbst in Mitthätigkeit tritt. Die Umsteuerung sowie die Regulirung des Expansionsverhältnisses erfolgt mit Hülfe einer flachgängigen Schraube oder durch einen Händel und bei den neueren Maschinen durch eine combinirte Schrauben- und Händelsteuerung.

In Ermangelung von umfassenderen Notizen über die Hauptdimensionen der Fairlie-Maschinen, deren allgemeine Anordnung oben geschildert wurde, begnügen wir uns damit, einige Hauptabmessungen derjenigen Fairlie-Locomotiven mitzutheilen, welche die Eisenbahngesellschaft Grand Luxembourg, mit dem Sitze Brüssel, seit 1872 aus den Ateliers der Yorkshire Engine Comp. zu Sheffield beschafft hat. Da jene Maasse jedoch nicht aus Zeichnungen, sondern von der Locomotive direct abgenommen wurden, so können sie nicht auf Präcision Anspruch erheben. Diese Locomotiven versehen seitdem den Güterzugdienst auf der 6 Kilometer langen Strecke Quartier Léopold-Allée Verte, einem Theile der Brüsseler Gürtelbahn (gleichzeitig mit Sechskupplern gewöhnlicher Construction, doch mit grossen unterstützten Feuerbüchsen und kurzen Röhren). Die Rampen betragen, auf 50% des Weges, 16 pro 1000 und auf 30% 10 pro 1000. Der Rost liegt horizontal; die Curven erweisen 350 m Radius, und beträgt die Geschwindigkeit der Güterzüge auf der Gesammtstrecke 25 km pro Stunde, und $12^1/_2$ km auf der Rampe von 16 auf 1000. Die in Rede stehende Fairlie-Maschine ist auf dieser Strecke für Züge mit 360 Tonnen Bruttolast bestimmt und stellte sich der durchschnittliche Verbrauch an Kohle auf 40 kg pro Zugkilometer.

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Rostlänge	2,560 m d. h. 2 × 1,280 m (Doppelrost)
Rostbreite	0,850 m × 1,200 m
Rohrlänge	3,430 m
Rohrzahl	260 d. h. 2 × 130 (Doppelkessel)
Rohrweite	50 mm im Lichten
Heizfläche der Feuerbüchsen .	16,04 qm (2 × 8,02)
- - Rohre	140 qm (2 × 70 qm)
- totale	156,04 -
Durchmesser der Cylinderkessel	1,235 m
Dampfdruck	8 Atm.
Cylinderdurchmesser	0,380 m
Kolbenweg	0,560 -
Zahl der Cylinder	4 Stück
- - Achsen	6 - (je 3 Achsen in einem Gestell vereinigt
Fester Radstand	2,440 (8 Fuss engl.)
Entfernung der Gestellmittel .	6,545 m
Raddurchmesser	1,070 -
Gewicht der Maschine leer . .	48000 kg
- - - dienstfähig	62000 -

Das Princip der Fairlie-Locomotive ist später auch auf Tendermaschinen mit einfachem Motor ausgedehnt.

Statt des einen Kessels ist hier, in ähnlicher Weise wie dort, der hintere, zur Aufnahme der Kohlen bestimmte Theil der Locomotive durch einen centralen Zapfen mit dem Achsengestell verbunden, welches aber nur Laufachsen in sich aufnimmt und daher selbstverständlich auch keine Dampfcylinder trägt.

Der Kessel dieser einfachen Locomotiven hat die allbekannte gewöhnliche Form.

Trotz des Aufsehens, welches die Fairlie-Locomotive gemacht hat, und trotz des Reichthums der Literatur über dieselbe sind Constructionsdetails dieser Maschinengattung wenigstens auf dem Continente, und ebenso zuverlässige Angaben über die mit ihr erzielten Betriebsresultate wenig bekannt geworden.

Nur bezüglich der auf der schmalspurigen Festiniog-Bahn (0,697 m Spurweite) zur Anwendung gekommenen derartigen Locomotiven liegen genauere Daten vor,[42]) die auch auf die analogen Maschinen von Hauptbahnen schliessen lassen.

Vorzüge, welche der Fairlie-Locomotive nachgerühmt werden, die zum grösseren Theil aber auch den Zwillingsmaschinen nicht abgesprochen werden können, sind:

1. leichtes Befahren enger Curven, gesichert durch die freie Beweglichkeit der Radgestelle;
2. überaus sanfter Gang der Maschine infolge ihres grossen Gesammtradstandes;
3. gleichmässige Belastung sämmtlicher Achsen bei geringem Druck der Räder auf die Schienen;
4. vollständige Adhäsion, wenigstens der der Locomotiven mit vier Dampfcylindern;

---

[42]) Vergl. das Werk »Étude technique sur le chemin de fer de Festiniog par M. E. Vignes.« Paris. Dunod éditeur. 1879.

5. günstige Anordnung des Kessels, welcher eine grosse Zahl kurzer Siederohre und eine bedeutende directe Heizfläche besitzt.

Hervorzuheben ist auch die sich aus der Lage der Feuerkiste in der Mitte der Maschine ergebende Thatsache, dass auch auf stark geneigten Strecken die Feuerkistendecke stets mit Wasser bedeckt bleibt.

Die Nachtheile des Fairlie-Systems sind dieselben, welche wir bereits für die Viercylindermaschinen überhaupt geltend gemacht haben und ist ein nochmaliges Wiederholen derselben daher nicht nothwendig.

Wegen der Leichtigkeit und Sicherheit, mit welcher sich die Fairlie-Maschine selbst bei rascher Fahrt durch enge Curven bewegt, und ferner infolge der grossen Zugkräfte, die man mit ihr auch bei Anwendung nur geringer Radbelastungen auszuüben im Stande ist, wird sie besonders für solche Bahnen empfohlen, die bei erheblichem Verkehr doch durch Terrainschwierigkeiten zur Anwendung der Schmalspur gezwungen sind und für deren Wagenpark ein schwaches Schienenprofil genügt, sie ist jedoch auch auf Bahnen mit grösserer als der normalen Spurweite zur Anwendung gekommen, wie die folgende, allerdings schon im Jahre 1873 aufgestellte Tabelle beweist.

Nr.	Namen der Bahnen[43]		Spurweite Meter	Anzahl d. Maschinen	Räderzahl d. Maschinen	Gewicht d. Maschinen Tonnen
1	Festiniog-Bahn	(Wales)	0,597	2	8	19,5
2	Patillos-Bahn	(Peru)	0,762	2	8	28
3	Punental-Chicolay-Bahn	(Peru)	0,762	3	8	28
4	Chimbote-Bahn	(Peru)	0,915	3	12	46
5	Howland-Aspinwall-Bahn. . . .	(Ver. Staaten). . .	0,915	2	8	35
6	Denver- und Rio Grande-Bahn	(Ver. Staaten). . .	0,915	1	8	30
7	Glasgow- und Cape Breton-Bahn	(Neu-Schottland) .	0,915	3	8	32
8	Dunedin- u. Port Chalmers-Bahn	(Neu-Seeland). . .	1,067	2	8	30
9	Livny-Bahn	(Russland)	1,067	5	12	46
10	Toronto-Grey- und Bruce-Bahn	(Canada)	1,067	1	12	36
11	Toronto- und Nippissing-Bahn.	(Canada)	1,067	1	12	36
12	Canto-Gallo-Bahn	(Brasilien).	1,100	1	8	40
13	Burry-Port-Bahn	(Wales)	1,435	2	8	28
14	Iquiqui-Bahn	(Peru)	1,435	8	12	59
15	Pesagno-Bahn	(Peru)	1,435	6	12	64
16	Tarapaca-Bahn	(Peru)	1,435	4	12	60
17	Lima- und Oroya-Bahn	(Peru)	1,435	1	12	64
18	Lehigh-Valley-Bahn	(Ver. Staaten). . .	1,435	1	12	65
19	Mexicanische Bahnen	(Mexico)	1,435	13	12	59
20	Nassjo-Oscarsham-Bahn	(Schweden)	1,435	6	8	28
21	Luxembourg-Bahn	(Belgien)	1,435	1	12	60
22	Poti- und Tiflis-Bahn	(Russland)	1,524	4	12	60
23	Tamboff-Saratoff-Bahn	(Russland)	1,524	10	12	58
24	Grosse Süd-West-Bahn	(Irland)	1,600	2	8	35
		Gesammtzahl:		84		

[43]) Die Maschinen mit künstlicher Adhäsion sind im 5. Bande, IV. Capitel, Abtheilung 1—5 speciell behandelt und dürfen demnach hier unberücksichtigt bleiben.

Literatur.

a. Gebirgslocomotiven mit 4 und mehr gekuppelten Achsen im festen Rahmen.

Gebirgslocomotive der Eisenbahn von Enghien nach Montmorency. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 84.

Nairns patentirte Berglocomotive. The Engineer. Nov. 1870, p. 308. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 160.

Achträdrige Locomotive mit 4 gekuppelten Achsen und äussern Cylindern für die Französische Nordbahn von Cail & Comp. in Fives-Lille. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 237.

Maschine mit 8 gekuppelten Rädern für die Semmering- und Brenner-Bahn auf der Wiener Ausstellung 1873. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 238.

Die Locomotiven der Württembergischen Alpbahn, gebaut von der Maschinenfabrik in Esslingen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 21.

Die Locomotive »Vindobona« von den Preislocomotiven der Semmering-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 105, nach Zeitschrift des österr. Ingenieurvereins 1851.

Baldwin's achträdrige Locomotive der Don Pedro-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 156 und Engineering, November 1868.

Ueber Locomotiven für starke Steigungen und scharfe Curven auf der St. Helena-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 208. The Artizan 1864, p. 111.

Räderkuppelung für Gebirgslocomotiven. Von Rich. Vogel, Maschinenmeister in Ibbenbühren. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1878, p. 59—61.

Rampenmaschine (System Belpaire) der Belgischen Staatsbahnen in R. Zumach's Mittheilung über Locomotiven auf der nationalen Ausstellung zu Brüssel 1880. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1881, p. 244—52.

b. Gebirgslocomotiven mit künstlicher Kuppelung.

Zehnrädrige Berglocomotive »Steyerdorf« mit Tender-Gepäckwagen. Von der Maschinenfabrik der Oesterr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien. Pariser Ausstellung von 1867. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 232.

Fink, Pius, Ueber Locomotiven für starke Steigungen und scharfe Curven. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 68.

Die Locomotive »Bavaria« von den Preislocomotiven der Semmering-Bahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 68, nach Zeitschr. des österr. Ingen.-Vereins 1851.

Berglocomotive mit gekuppeltem Tender. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 38. Engineering, Mai 1870.

Die Locomotive der Oesterr. Staatseisenbahn über den Semmering. Insbesondere Beschreibung der in der deutschen Industrie-Ausstellung in München von der Maschinenfabrik Esslingen ausgestellten Locomotive »Sonnenstein«. Erbaut nach dem Systeme Engerth. 8. Stuttgart 1854.

Birk und Aichinger. Beschreibung der Anlage und des Betriebes der Semmering-Eisenbahn, nebst Mittheilung der hierbei gemachten Erfahrungen und gesammelten Resultate. Mit 6 Bl. Zeichnungen. Wien 1861. 4.

Bericht über die erste von der Maschinenfabrik Esslingen gebaute Semmering-Locomotive »Kapellen«. Organ für Eisenbahnwesen 1853, p. 273.

Die Tenderlocomotiven der Semmering-Bahn nach der Construction von W. Engerth. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 37 und 102.

Mc. Donnald's Doppelschemel-Tender-Locomotive (mit 2 Cylindern). Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 214, nach Engineering v. März 1870.

Doppelschemel-Berglocomotive von Cockerill (mit 2 Cylindern und 3 gekuppelten Achsen. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 158, nach Engineering October 1870.

Handyside's Locomotive für starke Steigungen. Engineering 1875, 3. September. Organ für Eisenbahnwesen 1876, p. 70.

c. Gebirgslocomotiven mit 4 Cylindern.

Sind für Gebirgsbahnen Locomotiven mit 2 Cylindern und einer grössern Zahl gekuppelter Achsen den Doppelmaschinen mit 4 Cylindern vorzuziehen und ist es besser, die Doppelmaschinen mit 4 Cylindern und einem Kessel durch 2 einfache Maschinen zu ersetzen? 1. Supplementband des Organs für Eisenbahnwesen p. 93.

Die Locomotive »Wiener-Neustadt« von den Preislocomotiven für die Semmering-Bahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 85, nach Zeitschr. des österr. Ingen.-Vereins 1851.

Die Locomotive »Seraing« von den Preislocomotiven der Semmering-Bahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 95, nach Zeitschr. des österr. Ingen.-Vereins 1851.

Ueber das Locomotivsystem »Thouvenot«. Von G. Lommel. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 143.

Fairlie's Locomotive. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 75, nach Engineer v. 2. Dec. 1864.

Fairlie's Locomotive für Schweden. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 161, nach Engineering v. 24. December 1869.

Fairlie's Versuche mit denselben. Ebendas. 1870, p. 209, nach Engineering 1870, p. 121.

Fairlie's Locomotive in Amerika. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 248, und 1872, p. 42, nach Engineering, März 1870.

Fairlie's Locomotive »Little Wonder« der Festiniog-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 38, nach Engineering, Mai 1870.

Fairlie's Locomotive »Tarpaca« für Peru. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 78, nach Engineering Sept. 1870.

Fairlie's Locomotive »James Spooner«. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 217, nach Engineering, März 1873.

Neueres über Fairlie-Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 174.

Einige Erfahrungen mit Locomotiven nach dem System Fairlie auf der Livny-Eisenbahn. Vom Maschinenmeister Knappe in Livny. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 10.

Locomotive mit 4 Cylindern und 6 gekuppelten Achsen nach dem System Petiet, gebaut von E. Gouin & Comp. für die Bahn von Saragossa nach Alsasua. Von A. Brüll. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 255.

Tenderlocomotive von Petiet mit 4 gekuppelten Achsen für starke Steigungen der Französischen Nordbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 41.

Berglocomotive zu Giovi und Poretta (drei- und zweifach gekuppelte Zwillingsmaschinen). Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 167, nach Engineering, April 1870.

Locomotive mit Hülfstender von Archib. Sturrock. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 72.

Meyer's Doppelschemel-Locomotive auf der Wiener Ausstellung 1873. Engineering 1873, p. 35. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 32.

Brüll, A. Etude sur les locomotives à marchandises de grande puissance. Nouvelles maschines du chemin de fer du Nord. Traction économique sur les grandes lignes et les chemins accidentés. Extraits des mémoires de la Société des ingén. civiles 1865.

d. Ueber bewegliche Gestelle.

Amerikanische Locomotive von Zehra Colburn. Organ für Eisenbahnwesen. IV. Bd. (1867), p. 82.

Locomotive der Bergisch-Märkischen Bahn mit einachsigem Bissel-Gestell. Organ für Eisenbahnwesen, XI. Bd. (1874), p. 29.

Ueber eine Locomotive mit gegliedertem Untergestelle und zwölf gekuppelten Rädern von L. Rarchaert. Organ für Eisenbahnwesen, I. Bd. (1864), p. 128 und (1865), p. 28.

Ueber Nowotny's sechsrädrige Locomotive mit radial verstellbarer Vorderachse. Heusinger von Waldegg, Organ für Eisenbahnwesen, XI. Bd. (1874), p. 214.

Vaessen's Locomotivsystem mit beweglichem Vordergestell und mit kleinen Rädern für starke Steigungen und Curven. Organ für Eisenbahnwesen, IV. Bd. (1847), p. 31.

Vordergestell, bewegliches, an Richard Hartmann'schen Locomotiven vom Maschineningenieur Henkel in Hannover. Organ für Eisenbahnwesen, III. Bd. (1866), p. 152.

e. Ueber verschiebbare Achsen.

Adam's radiale Achsenbüchsen an Locomotiven für scharfe Curven und starke Steigungen der St. Helena-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen, I. Bd. (1864), p. 208.

Caillet, Einrichtung zur Verschiebung der Achslager bei einer Locomotive auf der Pariser Ausstellung von 1867. Auszug aus dem Reiseberichte des Maschinenmeisters Büte in Hannover. Organ für Eisenbahnwesen, V. Bd. (1868), p. 106.

Couche, M. Ch., Voie materiel roulant et exploitation technique des chemins de fer. Paris 1873. Tome II., p. 471—508.

Haswell's Construction der beweglichen Radgestelle der Locomotive »Wien-Raab« auf der Pariser Ausstellung (1855). Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 71.

System Haswell bei einer Tenderlocomotive der Wiener Ausstellung von 1873. Organ für Eisenbahnwesen, X. Bd. (1873), p. 213.

System Haswell (neue Achslagerconstruction) bei den auf der Wiener Ausstellung ausgestellten Locomotiven »Stainz« und »Orient«. Nach Mittheilungen des Herrn Directors John Haswell. Organ für Eisenbahnwesen, X. Bd. (1873), p. 174.

von der, in der Zeiteinheit entwickelten Wärmemenge abhängig ist. Bei einem bestimmten Brennmaterial von bekanntem Heizwerthe ist nun die Wärmeentwickelung proportional der pro Zeiteinheit verbrannten Kohle. Dies Kohlenquantum hängt aber wiederum von der Grösse der Rostfläche und von dem Luftquantum, welches man behufs vollkommener Verbrennung dem Brennmaterial zuzuführen vermag, ab. Für Locomotivkessel, bei denen das Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche ein annähernd constantes ist, darf daher die Wärmeentwickelung innerhalb gewisser Grenzen proportional der zugeführten Verbrennungsluft oder der Geschwindigkeit, mit welcher dieselbe durch den Rost strömt, angenommen werden.

Die Geschwindigkeit der Verbrennungsluft wird nun aber mittelst des Blasrohres durch den abgehenden Dampf erzeugt und wächst dieselbe annähernd proportional mit der Menge des ausströmenden Dampfes, oder, einen mittleren Füllungsgrad vorausgesetzt, mit der Anzahl der in der Zeiteinheit erfolgenden Auspuffungen resp. mit der Anzahl der Triebradumdrehungen.

Die Wärmeentwickelung bei Locomotivkesseln ist daher unter sonst gleichen Umständen proportional den in der Zeiteinheit erfolgenden Auspuffungen resp. Triebradumdrehungen zu setzen.

Bei vielfachen, auf der Thüringischen Eisenbahn von dem Verfasser ausgeführten Versuchen haben sich die nachstehend angegebenen, den Berechnungen dieses Capitels zu Grunde gelegten wirksamen Verdampfungen pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde ergeben, und zwar:

1. für kleinere Maschinen (Secundärbahn-Locomotiven) mit Kesseln bis zu 50 qm feuerberührte Fläche, einem Verhältniss der Rost- zur Heizfläche von 1:70 bis 1:60 und einem Dampfdruck bis zu 10 kg bei 1,5. 2. 2,5. 3 Umdrehungen des Triebrades pr. Secunde zu 30. 32. 34. 36 kg Dampf;
2. für grössere Maschinen mit Kesseln von 80—120 qm Heizfläche, einem Verhältniss der Rost- zur Heizfläche von 1 : 60 bis 1 : 50 und einem Dampfdruck bis zu 10 kg bei 1,5. 2. 2,5. 3 Umdrehungen des Triebrades pro Secunde zu 34. 36. 38. 40 kg Dampf.

Bei grösseren Umdrehungszahlen des Triebrades in der Secunde wird zwar auch die wirksame Verdampfung eine grössere, jedoch ist die Zunahme verhältnissmässig geringer, da die Verbrennungsgase mit einer höheren Temperatur entweichen und nicht genügend Zeit haben ihre Wärme in dem Maasse auf die Heizfläche zu übertragen, wie dies bei den normalen Geschwindigkeiten bei 1,5 bis 3 Umdrehungen pro Secunde der Fall ist. In dem vorliegenden Capitel werden wir uns indess fast ausschliesslich nur mit Locomotivgeschwindigkeiten zu befassen haben, bei denen die Umdrehungszahlen in den genannten Grenzen liegen. Gleichzeitig sei noch bemerkt, dass bei Dampfdrücken von mehr als 10 kg die wirksame Verdampfung etwas geringer ausfallen wird als hier angegeben ist, da infolge der höheren Temperatur des Kesselwassers die Verbrennungsgase an der Heizfläche sich weniger abkühlen können, wenngleich auch die zur Dampfbildung erforderliche Wärmemenge in beiden Fällen fast dieselbe ist.

Von den so festgestellten Werthen für die wirksame Verdampfung ausgehend, ist bei den nachfolgend untersuchten Locomotiven zunächst der Füllungsgrad ermittelt, mit welchem dieselben bei der jeweilig in Betracht kommenden Geschwindigkeit arbeiten können, und aus dem Füllungsgrade dann der mittlere Druck auf die Hinterfläche des Kolbens

bei 0,8 ; 0,7 ; 0,6 ; 0,5 ; 0,4 ; 0,3 : 0,2 Füllung
zu 0,95; 0,92; 0,87; 0,82; 0,76; 0,68; 0,56

des Druckes im Schieberkasten resp. des Dampfdruckes im Cylinder während der Admissionsperiode angenommen. Der Admissionsdruck bei voll geöffnetem Regulator, dessen Oeffnung im Mittel 1/15 des Cylinderquerschnitts beträgt, ist dabei um 5% geringer als der absolute Dampfdruck im Kessel in Rechnung gestellt. Der schädliche mittlere Gegendruck auf die Vorderseite des Kolbens wird durchweg zu 1,3 kg angenommen, was mit den vielfach angestellten Messungen dieses Druckes bei Füllungsgraden von 0,25—0,4 sehr gut übereinstimmt. Die Differenz aus dem mittleren Drucke hinter dem Kolben und dem schädlichen Gegendruck ergiebt den mittleren wirksamen Kolbendruck, welcher, mit dem von beiden Kolben in der Secunde zurückgelegten Wege multiplicirt, die indicirte Arbeit der Locomotive liefert. Hieraus wird die effective Arbeit ermittelt, indem man davon die gesammte Widerstandsarbeit, welche sich der eigenen Bewegung der unter Dampf arbeitenden Locomotive entgegensetzt, in Abzug bringt. Diese widerstehende Arbeit setzt sich zusammen aus der Reibungsarbeit auf horizontaler Bahn und der Arbeit, welche zum Heben des Locomotivgewichtes auf Steigungen in der Zeiteinheit aufgewendet werden muss.

Der Widerstand der Locomotive auf horizontaler Bahn wird bei 3achsigen Locomotiven pro Tonne Dienstgewicht

mit 2 gekuppelten Achsen zu 12 kg
- 3 - - - 15 -

und bei 2achsigen Locomotiven

mit 2 gekuppelten Achsen zu 12 kg
- 1 - - - 10 -

erfahrungsgemäss angenommen.

Die widerstehende Arbeit ergiebt sich daher bei einer 3gekuppelten Maschine, wenn die Steigung $1:x$ ist und die Locomotive in der Secunde einen Weg von v Metern zurücklegt per Tonne Locomotivgewicht

$$\text{zu} \left(15 + 1000 \, \frac{1}{x}\right) vm \cdot \text{kg}.$$

Die gesammte Zugkraft der Maschine wird ausgedrückt durch $\frac{p \cdot d^2 \cdot l}{D}$, worin p den, wie oben angegeben, berechneten wirksamen Dampfdruck in kg pr. qcm der Kolbenfläche, d den Cylinderdurchmesser, l den Kolbenhub und D den Triebraddurchmesser bezeichnet. Bringt man davon den Eigenwiderstand der Locomotive auf horizontaler Bahn unter Zugrundelegung der mitgetheilten Werthe in Abzug, so erhält man die effective Zugkraft, d. h. die Zugkraft, welche am Zughaken ausgeübt werden kann. Damit ein Gleiten der Trieb- resp. der Kuppelachsen nicht eintreten kann, muss unter normalen Verhältnissen das auf diesen Achsen ruhende Gewicht (Adhäsionsgewicht) gleich dem 7fachen Betrage dieser Zugkraft sein oder einen noch grösseren Werth haben.

I. Vierrädrige Maschinen mit besonderem Tender.

§ 2. Die Zwecke, für welche vierrädige Maschinen mit besonderem Tender zur Verwendung gelangen, sind mit Rücksicht auf ihren verhältnissmässig geringen Radstand und die Lage der Achsen vor der Feuerbüchse auf den deutschen Eisen-

bahnen sehr beschränkt, da in Gemässheit der Bestimmungen des § 26 des Bahnpolizei-Reglements derartige Maschinen nur mit einer Geschwindigkeit von 45 km pr. Stunde laufen dürfen. Auf Hauptbahnen können dieselben mit wenigen Ausnahmen daher nur zur Beförderung von Güter- und gemischten Zügen, sowie zum Rangirdienst verwendet werden, während ihre Anwendung auf Secundärbahnen wohl überhaupt nur in ganz vereinzelten Fällen in Frage kommt, da hier der Tendermaschine der Vorzug gebührt.

Als Vorzüge der gekuppelten 2achsigen Maschinen gegenüber den mehrachsigen können die einfache Construction, die Erzielung möglichst grosser Leistung bei geringstem Eigengewicht und die Passirbarkeit scharfer Curven infolge des geringen Radstandes angeführt werden. Allerdings ist der geringe Radstand aber auch wieder Veranlassung des unruhigen Ganges, den diese Maschinen bei Geschwindigkeit von mehr als 40 km zeigen und ist ausserdem auch ihre Maximalleistung an wesentlich engere Grenzen gebunden als die der mehrachsigen Locomotiven, da bei Einhaltung der allgemein als zulässig erachteten grössten Achsbelastung auf Hauptbahnen von 14 Tonnen die Kessel eine grössere feuerberührte Fläche als 95 qm nicht erhalten können, während bei 3achsigen Maschinen mit 14 Tonnen Belastung pro Achse die Kessel mit einer feuerberührten Fläche bis zu 125 qm herzustellen sind.

Für Hauptbahnen mit starken Steigungsverhältnissen und schweren Zügen ist daher auch für den Güter- und gemischten Zugdienst die 2achsige Locomotive wenig geeignet und die mehrachsige Maschine vorzuziehen. Bei derartigen Bahnen würde die vierrädrige Maschine dann nur noch für Vorspann- und Rangirdienst zu verwerthen sein, wozu aber in den meisten Fällen wieder die Tendermaschine den Vorzug verdient. Die Verwendung der vierrädrigen Maschinen beschränkt sich daher fast ausschliesslich für den Betrieb solcher Bahnen, welche durchschnittlich nur schwache Züge befördern, starke Curven haben, auch die Personenzüge nur mit einer mässigen Maximal-Geschwindigkeit von 45 km pr Stunde befördern, und bei denen ausserdem die Aufnahme eines grösseren Wasser- und Kohlenvorrathes, als die Tendermaschinen ihn gestatten, erwünscht ist.

§ 3. Vierrädrige Maschinen der Saal-Eisenbahn, Fabrikant Krauss in München. — Die Saalbahn, auf welcher die Personenzüge mit einer Maximal-Geschwindigkeit von 45 km pr. Stunde befördert werden, besitzt zur Zeit 7 vierrädrige Maschinen mit besonderem Tender für Güter- und gemischte Züge und 3 dergleichen für Personenzüge. Die Hauptdimensionen derselben sind nachstehend angegeben.

	Maschine für Güterzüge.	Maschine für Personenzüge.
Cylinderdurchmesser . . .	406 mm	406 mm
Hub	610 -	640 -
Raddurchmesser	1292 -	1454 -
Kesseldurchmesser	1300 -	1300 -
Kessellänge	3565 -	3200 -
Zahl der Sieieröhren . . .	196 Stück	196 Stück
Heizfläche in der Feuerbüchse	6,13 qm	7,25 qm
- - den Siederöhren	90 -	77 -
Dampfdruck	10 kg pr. qcm	10 kg pr. qcm
Dienstgewicht mit Wasserfüllung der Rahmenkasten .	28000 kg	28000 kg

keit von 45 km sehr unruhig gingen und erst nach Anbringung der Tilp'schen Tenderkuppelungs-Vorrichtung ein erträglich ruhiger Gang erzielt werden konnte. Schneller als 45 km pro Stunde mit diesen Maschinen zu fahren, wird auf geraden Strecken als betriebsgefährlich erklärt.

Von der zweiten Gruppe dieser Maschinen mit 3 m Radstand und 1,454 m hohen Rädern wird angegeben, dass sie bei 45 km Geschwindigkeit auch ohne die Tilp'sche Vorrichtung infolge des grösseren Radstandes noch leidlich ruhig gehen, dass aber bei vorgenommenen Versuchsfahrten mit Geschwindigkeiten bis zu 50 km pro Stunde auch bereits beträchtliche störende Bewegungen besonders in den geraden Strecken auftraten.

In Betreff der im Betriebe beobachteten Schwankungen der Achsbelastung hat sich ergeben, dass bei Versuchsfahrten mit 50 km Geschwindigkeit trotz der rationellen Unterstützung des Rahmenbaues in drei Punkten Entlastungen der Vorderachse von 2500 kg vorgekommen sind. Die weiter unten mitgetheilten Versuche auf der Sächsischen Staatsbahn bestätigen diese Angaben vollständig.

In Betreff der Unterstützung des Rahmenbaues sei noch bemerkt, dass bei den Maschinen mit Rädern von 1,29 m Triebraddurchmesser über der Triebachse (Hinterachse) eine Querfeder und über der Kuppelachse zu beiden Seiten Längsfedern angeordnet sind. Bei den Maschinen mit dem grösseren Triebraddurchmesser ist die Querfeder über die Kuppelachse gelegt, während über der Triebachse zu beiden Seiten Längsfedern liegen.

Für die Betriebsverhältnisse der Saalbahn, welche keine erhebliche Steigungen hat, dagegen sehr curvenreich ist, können in Anbetracht der verhältnissmässig geringen Geschwindigkeit der Züge, welche auch bei Personenzügen 45 km nicht überschreitet, die vorliegenden Maschinen immerhin als zweckmässig erachtet werden.

§ 4. Vierrädrige Maschinen der Badischen Staatsbahn. — Diese Maschinen sind im Wesentlichen nach dem Hall'schen System erbaut und haben die in Fig. 7, Taf. LXXIV, gezeichnete Anordnung. Die zweiachsigen Tender der Maschinen mit 1060 mm Raddurchmesser und 2700 mm Radstand fassen 5,6 cbm Wasser und 2000 kg Kohle. Das Leergewicht der Tender ist 8000 kg.

Die Hauptdimensionen der Maschinen sind:

Cylinderdurchmesser . . .	436 mm
Hub	610 -
Triebraddurchmesser . . .	1670 -
Radstand	2600 -
Heizfläche in den Röhren. .	85 qm
Heizfläche der Feuerbüchse .	5,8 -
Dampfdruck	10 kg pro qcm
Rostfläche	1,65 qm
Dienstgewicht	26 Tonnen
Belastung der Vorderachse .	13 -
Belastung der Hinterachse .	13 -
Leergewicht	23 -

Bei dem grossen Triebraddurchmesser sind diese Maschinen zweckmässig nur zur Beförderung von Personenzügen geeignet. Aber auch hierfür ist ihre Anwendung insofern eine beschränkte, als man mit Rücksicht auf den verhältnissmässig geringen Radstand eine grössere Geschwindigkeit als 50 km nicht zulassen sollte. Wird die Minimalgeschwindigkeit auf den stärksten Steigungen zu 40 km angenommen, so

ergiebt sich der grösste dabei zu erreichende Füllungsgrad zu $\frac{90{,}8 \cdot 36 \cdot 5{,}21}{40000 \cdot 4 \cdot 0{,}1493 \cdot 0{,}61 \cdot 5{,}5}$ = rot 0,21 und dem entsprechend die grösste effective Zugkraft zu 2950 kg. Die Maschine ist daher im Verhältniss zur Zugkraft als schwer zu erachten und würde ein Adhäsionsgewicht von 21 Tonnen der berechneten Zugkraft entsprechen.

§ 5. **Vierrädrige Maschinen der Sächsischen Staatsbahn.** — Die Sächsische Staatsbahn besitzt eine Anzahl von Tendermaschinen, welche zum Vorspanndienst, zur Beförderung von gemischten und Personenzügen, sowie speciell zur Beförderung von Personenzügen auf Gebirgsstrecken bestimmt sind. Die Hauptdimensionen der Maschinen für die erstgenannten Zwecke sind:

Cylinderdurchmesser . . .	416 mm
Hub	575 -
Radstand	2,7 m
Dampfdruck	8,5 pro qcm
Dienstgewicht	27500 kg.

Die gekuppelten Räder haben Durchmesser von 1,4; 1,6 und 1,75 m.

Die Maschinen für den letztgenannten Zweck haben:

Cylinderdurchmesser . . .	430 mm
Hub	575 -
Raddurchmesser	1,6 m
Radstand	2,7 -
Dampfdruck	8,5 kg
Dienstgewicht	27000 kg.

Die mit diesen Locomotiven gemachten Erfahrungen haben nach Angabe genannter Bahn gezeigt, dass dieselben bei Geschwindigkeiten von über 40 km pro Zeitstunde nicht zu empfehlen sind, weil dann die störenden Bewegungen, hauptsächlich das Auf- und Niederwogen (Nicken), bei nicht ganz exacter Gleislage zu stark auftreten.

Genaue Versuche, welche mit einer Maschine in dieser Richtung angestellt wurden, ergaben folgendes Resultat:

normale Belastung der Schienen durch das Rad . .	7000 kg
grösste Belastung im Gange	11250 -
kleinste - - -	4000 -

Es beträgt daher die Belastungszunahme circa 60 % und die Abnahme circa 40 % der Normalbelastung, die Gesammtdifferenz mithin 100 %.

Für Geschwindigkeiten von 30 bis zu 40 km pro Zeitstunde haben sich die Maschinen mit Rädern von 1,4 m bewährt, nur ist auch bei den vierrädrigen Locomotiven mit Rädern von 1,6 m eine grössere Geschwindigkeit als 40 km kaum zu empfehlen, während man die Geschwindigkeit von 45 km auf sehr guter Gleislage und in Curven von über 350 m Radius als die grösste zulässige anzunehmen haben dürfte.

II. Tendermaschinen.

§ 6. Die Tendermaschinen verdanken ihre gegenwärtig bereits sehr ausgedehnte Anwendung in erster Reihe dem allgemein zur Anerkennung gekommenen Bestreben, die todte Last des Schlepptenders zu beseitigen und den mitzuführenden Vorrath an Wasser und Kohle gleichzeitig ganz oder theilweise als Adhäsionsgewicht

zu verwenden. Das durchschnittliche todte Gewicht der besonderen Tender beträgt unter mittleren Verhältnissen 10 bis 15 Tonnen, um welches sonach der zu befördernde Zug bei Anwendung einer Tendermaschine schwerer sein kann als bei Verwendung einer gleich starken Maschine mit besonderem Tender. In Betreff der Vergrösserung des Adhäsionsgewichts ist allerdings zu bemerken, dass dasselbe mit dem Verbrauche des Wasser- und Kohlenvorrathes abnimmt; indessen fällt dieser Uebelstand wenig ins Gewicht, da einerseits fast nie der ganze Vorrath zur erforderlichen Adhäsion in Betracht gezogen zu werden braucht und andererseits die localen Verhältnisse wohl in den meisten Fällen eine Nachnahme von Vorrath zu geeigneter Zeit gestatten. Aber auch der Umstand, dass die Tendermaschinen gleich gut geeignet sind nach beiden Richtungen zu fahren ohne ein Drehen zu erfordern, verleiht denselben besonders für den Secundärbahnbetrieb, sowie zum Rangir- und Vorspanndienst auf Hauptbahnen grossen Werth.

So mannigfaltig die Verwendung der Tendermaschinen ist, so verschiedenartig ist auch ihre Bauart und dürfte sich die Eigenthümlichkeit der verschiedenen Constructionen am zweckmässigsten vorführen lassen, wenn wir dieselben den Verwendungszwecken entsprechend in nachstehender Reihenfolge besprechen.

1. Tendermaschinen für Hauptbahnen:
   a) Tendermaschinen für Schnell-, Personen- und Omnibuszüge,
   b) Tendermaschinen für gemischte und Güterzüge,
   c) Tendermaschinen für Rangirdienst;
2. Tendermaschinen für Secundärbahnen.

§ 7. Tendermaschinen für Schnell- und Personenzüge auf Hauptbahnen. — Bei den Maschinen für diesen Zugdienst liegen die Fahrgeschwindigkeiten im Allgemeinen zwischen 40 und 80 km und müssen dieselben infolge Zurücklegens grösserer Strecken ohne zu halten mit entsprechend grossen Vorräthen versehen sein und ausserdem fast durchweg Kessel von verhältnissmässig grossen feuerberührten Flächen erhalten. Ferner sind für derartige Maschinen mindestens drei oder mehr als drei Achsen erforderlich, da für zweiachsige Maschinen einerseits bei den gewöhnlichen Radständen von 2 bis 3 m aus den bereits oben angegebenen Gründen eine grössere Geschwindigkeit als 45 km nicht wünschenswerth ist und andererseits bei zweiachsigen Tendermaschinen die Herstellung genügend grosser Kessel ohne Ueberschreitung der Maximalbelastung pro Achse von 14 Tonnen sich in den meisten Fällen nicht ermöglichen lässt. Nur für Omnibuszüge, mit mehr als 45 km Geschwindigkeit, werden 2achsige Tendermaschinen noch zweckmässig zu verwenden sein, wenn Zugstärke und Steigungsverhältnisse sehr gering sind und man die störenden Bewegungen derartiger Maschinen entweder durch Anwendung eines grösseren Radstandes als 3 m oder durch Lagerung des Cylinders zwischen den Rädern möglichst reducirt.

Bei dreiachsigen Tendermaschinen für Schnell- und Personenzüge ist die eine Endachse als Laufachse anzunehmen, da durch die Belastung von 2 gekuppelten Achsen in jedem Falle ein der Leistungsfähigkeit des Kessels entsprechendes Adhäsionsgewicht dargeboten wird. Auch für mehr als dreiachsige Maschinen, welche indess nur für Bahnen mit grossen Steigungen und verhältnissmässig schweren Zügen in Betracht kommen, wird im Allgemeinen die Kuppelung von 2 Achsen, wie nachfolgendes Beispiel (p. 1170) zeigt, genügen.

Sie wirkt mit einer Schleife und unabhängig von der Luftbremse auf einen liegenden Hebel derselben Bremswelle.

Die Hauptabmessungen der Maschinen sind:

Cylinderdurchmesser . . .	450	mm
Hub	600	-
Triebraddurchmesser . . .	1700	-
Radstand 1. bis 2 Achse . .	2200	-
- 2. - 3. - . .	2000	-
- 3. - 4. - . .	2000	-
- 4. - 5. - . .	2200	-
Laufraddurchmesser	1060	-
Heizfläche in den Siederohren	98,55	qm
- - der Feuerbüchse	10,95	-
Rostfläche	3,04	-
Dampfdruck	8	kg pro qcm
Wasserraum	9,95	cbm
Kohlenraum	2,00	-
Dienstgewicht	58 000	kg
Belastung jeder Laufachse . .	10 000	-
Leergewicht	41 900	-
Adhäsionsgewicht	38 000	-

Stellt man an die Maschine die Forderung, dass sie die Schnellzüge auf den Steigungsstrecken mit einer Geschwindigkeit von 50 km befördert — auf Gefäll- und Horizontalstrecken wird die Geschwindigkeit im Allgemeinen 70—75 km betragen — so ergiebt sich unter den im § 1 gemachten Angaben, dass bei der Geschwindigkeit von 50 km mit einem Füllungsgrade von 0,27 gefahren werden kann. Der diesem Füllungsgrade entsprechende mittlere wirksame Kolbendruck ist 4 kg pro Quadratcentimeter. Der Eigenwiderstand der unter Dampf arbeitenden Locomotive auf der Horizontalen ist für die vorliegende Maschine zu 12 kg pr. t. anzunehmen, und ergiebt sich somit eine effective Zugkraft bei 50 km Geschwindigkeit

$$\text{von } \frac{4 \cdot 45^2 \cdot 0,6}{1,7} - 12 \cdot 58 = 2163 \text{ kg}.$$

Das Adhäsionsgewicht im Dienst bei voller Kohlen- und Wasserfüllung ist 38000 kg, und beträgt dasselbe auch dann noch, wenn Kohlen- und Wasservorräthe bis auf $^1/_4$ verbraucht sind, 36000 kg, so dass das vorhandene Adhäsionsgewicht, unter Annahme eines Reibungscoefficienten von $^1/_8$, einer Zugkraft von 4500 kg entspricht und somit mehr als doppelt so gross als erforderlich ist. Es würde hier eine Kuppelung von 2 Achsen noch mehr als ausreichend gewesen sein. Aber auch die Eingangs erwähnten Vortheile der Tendermaschine fallen bei dieser Locomotive fast ganz weg, da einerseits ihr Dienstgewicht (58000 kg) fast eben so gross ist, wie bei einer gleich leistungsfähigen Maschine mit getrenntem Tender — dasselbe würde betragen 34000 kg für Maschine und 26000 kg für den Tender, also in Summa 60000 kg — und andererseits der Umstand, dass die Tendermaschine nicht gedreht zu werden braucht, bei Schnellzuglocomotiven überhaupt wenig in Betracht kommt.

Was ferner die Betriebssicherheit dieser Maschine anbelangt, so darf wohl behauptet werden, dass dieselbe derjenigen einer Schnellzugsmaschine mit getrenntem Tender nachsteht.

Ueber den festen Radstand von 4 m hinaus ragt der Locomotivkörper vorn in einer Länge von 3,15 m, hinten in einer Länge von 3,8 m. In diesen über den verhältnissmässig kurzen festen Radstand hinausragenden bedeutenden Längen sind sehr schwere Massen concentrirt, und zwar befinden sich die eigentlichen Lastcentren ganz auf den Enden. Die verstellbaren Achsen, welche die Enden der Locomotive unterstützen, sichern aber die Unterstützung eigentlich nur in verticaler Richtung. Dagegen werden beim schnellen Durchfahren scharfer Curven, wie z. B. Weichencurven, wobei also eine ziemlich plötzliche Aenderung der Bewegungsrichtung des Rahmens erfolgt, die grossen von der Basis des festen Radstandes weit entfernt liegenden Massen dem Locomotivkörper einen Impuls in horizontaler Richtung ertheilen, welcher leicht gefährlich werden kann, jedenfalls aber einen bedeutenden Seitendruck der vorderen und hinteren Kuppelräder gegen die Schienen erzeugt. Dieser Vorgang wird dadurch noch verschlimmert, dass die jeweilig vorderen Kuppelräder von 1,7 m Durchmesser in Wirklichkeit die Leiträder der Locomotive bilden, indem die vorderen verstellbaren Räder in der vorliegenden Anordnung in der That nur wenig dazu beitragen, den Rahmen in die neue Bahnrichtung zu bringen. Schon aus diesen Gründen, welche von sehr grosser Wichtigkeit sind, halten wir die in Rede stehende Locomotivtype nicht für empfehlenswerth.

Aber auch die oben erwähnte ganz überflüssige Kuppelung der 3. Achse, so wie die Complicirtheit und Schwerfälligkeit der ganzen Maschine haben jedenfalls dieselbe Verwaltung veranlasst, statt dieser Locomotivgattung später Schnellzug-Tendermaschinen mit nur 2 gekuppelten Achsen und 2 Laufachsen bauen zu lassen.

Die allgemeine Anordnung dieser Maschine ist aus der Skizze Tafel LXXIII, Fig. 1, ersichtlich und sind deren Hauptdimensionen folgende:

Cylinderdurchmesser . . .	430 mm
Hub	560 -
Triebraddurchmesser . . .	2000 -
Laufraddurchmesser	1200 -
Heizfläche in den Rohren . .	79,9 qm
- - der Feuerbüchse	10,6 -
Dampfdruck	8 kg
Dienstgewicht	45800 -
Adhäsionsgewicht	38000 -
Leergewicht	37320 -
Radstand von 1. bis 2. Achse	2310 mm
- - 2. - 3. -	2200 -
- - 3. - 4. -	2310 -

Die hintere Laufachse ist radial verstellbar, und ist die Achsbüchse von derselben Construction wie bei der fünfachsigen Maschine. Die Locomotive ist mit zwei Aussen- und zwei Innenrahmen versehen. Die beiden Laufachsen und die Kuppelachse sind in den Aussenrahmen gelagert, während die Triebachse eine Lagerung in den Aussen- und Innenrahmen erhalten hat. Die innenliegenden Cylinder haben einen gemeinschaftlichen Schieberkasten.

In Betreff der Betriebssicherheit dürfte diese Maschine der fünfachsigen mit drei Kuppelachsen entschieden überlegen sein, da nur eine verschiebbare Endachse vorhanden ist, welche zudem um 200 mm weniger weit vorgeschoben und um nahezu 3000 kg weniger belastet ist als die entsprechende Achse der fünfachsigen Maschine. Besonders dürfte aber, wie bereits bemerkt, schon deswegen diese Maschine

vor der fünfachsigen den Vorzug verdienen, weil sie einfacher, weniger schwerfällig und die unnöthige Kuppelung einer dritten Achse in Fortfall gekommen ist. Bei einer nur um 19 qm geringeren feuerberührten Fläche hat dieselbe ein um 14,2 Tonnen geringeres Dienstgewicht.

Bemerken wollen wir indess hierbei nochmals, dass unseres Erachtens speciell für die Beförderung von Schnellzügen von grösserem Gewicht und bei weit auseinanderliegenden Haltestationen Tendermaschinen nicht vortheilhafter sein dürften als Schnellzugmaschinen mit besonderem Tender.

§ 9. **Personenzug-Tendermaschine der Werrabahn** von Krauss & Co. in München. — Auf der 152 km langen Werrabahn sind in letzter Zeit zur Beförderung der Personenzüge, deren Maximalgeschwindigkeit in den horizontalen und Gefällstrecken 60 km beträgt, einige dreiachsige Tendermaschinen im Betriebe, welche einen dieser Geschwindigkeit entsprechend langen Radstand von 4,3 m und einen Triebraddurchmesser von 1,5 m besitzen. Das der Zugkraft der Maschinen entsprechende Adhäsionsgewicht konnte auf zwei Achsen untergebracht werden und sind demgemäss auch nur zwei Achsen gekuppelt.

Da die Maschinen nur an beiden Endpunkten und einer nahe der Mitte der Bahn gelegenen Station Wasser und Kohle aufnehmen, so mussten die Räume für die Vorräthe ziemlich reichlich bemessen werden und sind dieselben demgemäss zur Aufnahme von 6 cbm Wasser und 2700 kg Kohle eingerichtet. Der Wasserraum ist zwischen den Rahmen und der Kohlenraum zu beiden Seiten des Führerstandes angeordnet. Im Uebrigen haben die Maschinen die allgemein bekannte Construction der Krauss'schen Tendermaschinen.

Die Hauptdimensionen dieser Maschinen sind folgende:

Cylinderdurchmesser . . .	400 mm
Hub	600 -
Durchmesser der Triebräder .	1500 -
Radstand	4300 -
Heizfläche der Feuerbüchse .	6 qm
- - Siederöhren .	89,7 qm
Rostfläche	1,5 -
Dampfdruck	10 kg
Wasserraum	6 cbm
Kohlenraum	2 -
Gewicht der Maschine leer .	24800 kg
- - - im Dienst	36000 -
Adhäsionsgewicht	25000 -

Auf den längeren Steigungsstrecken von 1 : 100 fahren die Maschinen nur mit einer Geschwindigkeit von 40 km, und berechnet sich die Füllung, mit welcher bei dieser Geschwindigkeit unter Zugrundelegung der entsprechenden wirksamen Verdampfung von 38 kg gefahren werden kann, zu $\frac{38 \cdot 95,7 \cdot 4,7}{40000 \cdot 4 \cdot 0,1256 \cdot 0,6 \cdot 5,5} = 0,26$.

Der mittlere wirksame Kolbendruck ist demnach 5 kg und die effective Zugkraft bei dieser Geschwindigkeit $\frac{5 \cdot 40^2 \cdot 0,6}{1,5} - 12 \cdot 36 = 2768$ kg. Das Adhäsionsgewicht ist, wenn die Vorräthe bis auf $^1/_4$ ihres Maximalquantums verbraucht sind, annähernd 21000 kg, und entspricht dasselbe bei einem Reibungscoefficienten von $^1/_7$

einer Zugkraft von 3000 kg, ist somit genügend gross. Für die vorliegenden Verhältnisse sind die Maschinen als zweckmässig zu bezeichnen.

§ 10. Tendermaschinen für Personenzüge der Gotthard-Bahn. — Zur Beförderung der Personenzüge auf der Gotthard-Bahn sind zwei Locomotivtypen in Aussicht genommen, von denen die eine mit zwei gekuppelten Achsen und einem zweiachsigen Untergestell für den Betrieb auf den Thalstrecken und die andere mit drei gekuppelten Achsen und einer beweglichen Vorderachse für den Dienst auf den Bergstrecken bestimmt ist. Die allgemeine Anordnung der Maschinen ist aus den Skizzen Fig. 2 und 7, Taf. LXXIII, ersichtlich, während die Hauptdimensionen nachstehend verzeichnet sind.

	Maschine für die Thalstrecken.	Maschine für die Bergstrecken.
Cylinderdurchmesser . . .	420 mm	480 mm
Hub	600 -	600 -
Triebraddurchmesser . . .	1570 -	1310 -
Durchmesser der Laufräder .	720 -	1020 -
totaler Radstand	6500 -	6000 -
Heizfläche in den Rohren .	96 qm	111,5 qm
- - der Feuerbüchse	8 -	9,5 -
Rostfläche	1,8 qm	2,54 qm
Dampfdruck	10 kg	10 kg
Leergewicht	31 Tonnen	37 Tonnen
Gewicht des Wasservorrathes	5,4 -	7 -
- - Kohlenvorrathes	2,3 -	3 -
Dienstgewicht	42,7 -	51,5 -
kleinstes Adhäsionsgewicht .	22,5 -	33,0 -

Die Geschwindigkeit dieser Maschinen ist auf den grössten Steigungen von 1 : 100 der Thalstrecken zu 45 km und auf den grössten Steigungen der Bergstrecken von 1 : 37 zu 22 km pro Stunde angenommen. Im grossen Tunnel soll die Geschwindigkeit 30 km betragen. Die schärfsten Curven haben 380 m Radius. Mit Rücksicht auf diese Steigungs- und Geschwindigkeitsverhältnisse können die Anordnungen der Maschinen sowohl wie die Hauptabmessungen als zweckmässig bezeichnet werden. Die Maschine für die Thalstrecken mit dem beweglichen Vordergestell garantirt bei der getroffenen Rad- und Cylinderdisposition auch bei der grössten Geschwindigkeit von 60—70 km, mit welcher dieselbe in den Horizontal- und Gefällstrecken fahren wird, einen vollständig ruhigen Gang und kann die schärfste Curve anstandslos durchfahren werden. Auch in Betreff des Verhältnisses des Adhäsionsgewichtes zur Maximalzugkraft bei 45 km Geschwindigkeit ist die Maschine, wie nachstehende Rechnung ergiebt, richtig gewählt.

Die wirksame Verdampfung beträgt bei 45 km Geschwindigkeit 38 kg und ist dem entsprechend der mögliche Füllungsgrad $\frac{104 \cdot 38 \cdot 1,57 \cdot 3,14}{45000 \cdot 4 \cdot 0,1385 \cdot 0,6 \cdot 5,5} = \text{rot. } 0,24.$ Der mittlere wirksame Kolbendruck ergiebt sich daraus zu 4,9 kg pro qcm und die effective Zugkraft zu $\frac{4,9 \cdot 42^2 \cdot 0,6}{1,57} - 12 \cdot 42,7 = \text{rot. } 2790$ kg. Das kleinste Adhäsionsgewicht von 22500 kg entspricht bei einem Reibungscoefficienten von $^1/_8$ einer Zugkraft von 2812 kg und ist somit vollkommen genügend.

Bei der Maschine für die Bergstrecken ergiebt sich bei der Geschwindigkeit von 22 km auf der stärksten Steigung mit Rücksicht darauf, dass die wirksame

Verdampfung dann nur 34 kg beträgt, der zulässige Füllungsgrad zu

$$\frac{34 \cdot 121 \cdot 4{,}1}{22000 \cdot 4 \cdot 0{,}1809 \cdot 0{,}6 \cdot 5{,}5} = 0{,}32.$$

Der mittlere wirksame Dampfdruck auf den Kolben ist demnach 6 kg pro qcm und die effective Zugkraft $= \frac{6 \cdot 48^2 \cdot 0{,}6}{1{,}31} - 12 \cdot 51{,}5 = 5713$ kg. Das kleinste Adhäsionsgewicht dieser Maschine ist 33000 kg und würde dasselbe nur unter Annahme eines Reibungscoefficienten von $^1/_6$ der bei 22 km Geschwindigkeit entwickelten Zugkraft entsprechen. Wenn nun auch ein so grosser Reibungscoefficient auf der Gotthard-Bahn besonders in den zahlreichen Tunnels nicht anzunehmen ist, so ist zu bemerken, dass das angenommene kleinste Adhäsionsgewicht mit Rücksicht auf den in kurzen Distanzen leicht zu ersetzenden Wasservorrath nicht häufig vorkommen wird. Ausserdem dürfte die Geschwindigkeit von 22 km für Personenzüge auch etwas niedrig angenommen sein und in Wirklichkeit auf 30 km erhöht werden. Der bei dieser Geschwindigkeit zu erzielenden effectiven Maximalzugkraft von rot. 4200 kg würde dann das kleinste Adhäsionsgewicht bei einem Reibungscoefficienten von $^1/_8$ ganz nahezu entsprechen.

Die Wasserkasten der Maschinen sind zu beiden Seiten des Langkessels angebracht. Die Construction der Maschinen bietet im Uebrigen keine besonderen Eigenthümlichkeiten.

§ 11. Tendermaschinen für Local-Personenzüge (Omnibuszüge). — Die Geschwindigkeit dieser Züge wird man bei mittleren Steigungsverhältnissen in den horizontalen und Gefällstrecken zu 40 bis 45 km und in den Steigungsstrecken zu 30 km anzunehmen haben. Nur bei grossen Steigungen von mehr als 1:100 dürfte es sich empfehlen auf eine Minimalgeschwindigkeit von 20 — 25 km herunterzugehen; die Constructionsverhältnisse sind jedoch auch dann so zu wählen, dass die Maschinen mit der Maximalgeschwindigkeit von 40 — 45 km laufen können. Mit Rücksicht darauf, dass die Maschinen für Omnibuszüge in den meisten Fällen nur ganz leichte Züge zu befördern haben, überschreitet das Gewicht derselben in den meisten Fällen 16 — 20 Tonnen nicht und haben dieselben daher stets nur zwei Achsen. Der Raddurchmesser ist dabei zweckmässig auf 1 — 1,3 m und der Radstand auf 2,2 — 3 m zu bemessen. Vortheilhaft für den ruhigen Gang würde es im Allgemeinen sein, den Radstand der oberen Grenze von 3 m zu nähern, da die auf den Hauptbahnen vorhandenen Curven einen geringeren Radstand nicht bedingen; doch steht dem die Schwierigkeit der Herstellung genügend widerstandsfähiger und leichter Kuppelstangen entgegen. Bei dem Minimalradstande von 2,2 m gehen indess diese Maschinen bei der verhältnissmässig geringen Achsbelastung und den nicht sehr weit überhängenden Massen bei 40 km noch genügend ruhig, so dass für dieselben das in § 2 über vierrädrige Maschinen mit besonderem Tender Gesagte nicht in gleichem Maasse zutrifft.

Wo die Kuppelung der beiden Achsen nicht erforderlich ist, wie dies für Maschinen mit kleinen feuerberührten Flächen in sehr vielen Fällen zutrifft, dürfte indess ein Radstand von 3 bis 4 m zu empfehlen sein. Es geschieht dies auch beispielsweise bei den Maschinen nach dem System Elbel, welche den Gepäckraum des Omnibuszuges enthalten und bei denen auf eine Kuppelung der Achsen von vornherein verzichtet ist.

Werden für die Omnibuszüge Maximalgeschwindigkeiten von 60 — 75 km verlangt, so sind entweder ungekuppelte zweiächsige Maschinen mit einem Radstande

von mindestens 3 m und mehr oder, falls die Kuppelung von zwei Achsen erforderlich ist, dreiachsige Maschinen mit einer Laufachse zu verwenden. Letzterer Fall wird aber nur in den seltensten Fällen bei Omnibuszügen mit so grosser Geschwindigkeit eintreten. Erwähnt sei hierbei noch, dass es sich für zweiachsige, so schnell fahrende Locomotiven empfiehlt, behufs möglichster Einschränkung der störenden Bewegungen die Cylinder zwischen die Achsen zu legen, wie dies bei der erwähnten Elbel-schen Maschine und den Maschinen von Hohenzollern auch der Fall ist. Bei letzteren ist indess, wie wir später noch zeigen werden, fast durchweg die Kuppelung der zweiten Achse vollständig überflüssig und trägt dieselbe nur zur Complication und Schwerfälligkeit dieser Maschinen bei.

Wir wollen nun nachstehend einige der neuerdings ausgeführten Maschinen für Omnibuszüge kurz besprechen.

§ 12. Tendermaschinen für Omnibuszüge auf der Thüringer und Saal-Unstrut-Bahn. — Die Maschinen haben die in Fig. 4, Taf. LXXIII, ersichtliche Construction. Die Wasserkasten sind zwischen den Rahmen angeordnet. Zur Communication zwischen Maschine und Wagen ist eine Platform nebst Verbindungsbrücken an beiden Enden vorgesehen. Die Maximalgeschwindigkeit der Maschinen auf den Gefäll- und Horizontalstrecken soll 40 km nicht überschreiten, während die Geschwindigkeit auf den Steigungsstrecken von 1:100 auf 25 km pro Stunde normirt ist.

Die Hauptdimensionen der Maschinen sind folgende:

Cylinderdurchmesser	230 mm
Hub	400 -
Triebraddurchmesser	1000 -
Radstand	2200 -
Heizfläche in den Siederöhren . .	34,7 qm
- - der Feuerbüchse .	2,9 -
Rostfläche	0,55 -
Dampfspannung pro qcm . . .	10 kg
Inhalt des Wasserbassins . . .	2,6 cbm
Gewicht des Kohlenvorrathes . .	600 kg
Dienstgewicht pro Achse . . .	8,25 t
gesammtes Dienstgewicht . . .	16,5 -

Die wirksame Verdampfung bei der Minimalgeschwindigkeit von 25 km ist 33 kg und können demgemäss dabei die Maschinen mit einer Füllung von

$$\frac{34{,}7 \cdot 33 \cdot 3{,}14}{25000 \cdot 4 \cdot 0{,}0415 \cdot 0{,}4 \cdot 5{,}5} = 0{,}39$$

fahren. Der mittlere wirksame Dampfdruck auf den Kolben ist daher 6,6 kg und die effective Zugkraft bei der Geschwindigkeit von

$$25\,\text{km} = \frac{6{,}6 \cdot 23^2 \cdot 0{,}4}{1} - 12 \cdot 16{,}5 = \text{rot. } 1200\ \text{kg}.$$

Wenn die Vorräthe ganz verbraucht sind, so verändert sich das Adhäsionsgewicht auf 13300 kg. Dasselbe entspricht bei einem Reibungscoefficienten von $^1/_8$ noch einer Zugkraft von 1662 kg und ist somit ausreichend gross.

§ 13. Omnibuszugmaschine von Elbel. — Die auf Taf. LXXIV, Fig. 2, dargestellte, mit Gepäckraum versehene Maschine befindet sich seit einiger Zeit auf mehreren österreichischen Bahnen im Betriebe.

Die eigentliche Locomotivachse (Vorderachse) trägt den grössten Theil des Kessels und des Treibmechanismus, während auf der zweiten Achse nur ein geringer

Theil des Locomotivgewichtes, dann der Wasserkasten und über demselben der Gepäckkasten gelagert ist.

Das Gesammtgewicht beträgt im ausgerüsteten Zustande circa 18 Tonnen, wovon circa 11 Tonnen als Adhäsionsgewicht auf die Locomotivachse kommen.

Das Gestell des Fahrzeuges ist vollständig wie ein gewöhnliches Wagengestell aus ⊏-förmigem Façoneisen von 235 mm Höhe ausgeführt, nur ist die Diagonalversteifung durch aufgenietete horizontale Bleche erreicht. Die Achslagerführung, sowie die Federaufhängung ist ebenfalls wie bei Wagen hergestellt.

Die Gesammtlänge des Fahrzeuges beträgt von Bufferbohle zu Bufferbohle 7,150 m, der Radstand 3,800 m. Die Dampfcylinder sind aussenliegend, in der Mitte der Gestelllänge gelagert und nebst der Geradführung und Schieberstangenführung auf einer 15 mm starken Eisenplatte befestigt, welche sowohl mit dem Lagerführungsständer der Locomotivachse als auch mit dem Langträger solide — jedoch leicht abnehmbar — verbunden ist. Ausserdem wird die solide Lagerung dieser Platten durch Querverbindungen mit Diagonalversteifungen gesichert. Die Achslager liegen ebenfalls ausserhalb der Räder; die Treibkurbeln sind mit den Steuerungs-Excentern aus einem Stück und ausserhalb der Lager auf die Achse gezogen. Der Wasserkasten hat 1500 Liter Inhalt und ist an den Querträgern des Gestelles einfach aufgehängt.

Der Gepäckkasten ist nach der Construction der gewöhnlichen gedeckten Lastwagen der Oesterreichischen Nordwestbahn ausgeführt und durch eine Thür mit dem in der Mitte des Fahrzeuges befindlichen Führerstande in Verbindung. Ausserdem ist in der hinteren Stirnwand eine Verbindungsthür behufs Communication mit allenfalls anzuhängenden Personenwagen mit Intercommunication angebracht. Für die Verbindung mit Coupéwagen sind die gewöhnlichen Laufbretter vorhanden. Der Gepäckraum ist endlich an beiden Stirnwänden mit grossen Fenstern versehen, damit die Aussicht durch denselben nicht gehemmt ist, weshalb dieses Fahrzeug auch in umgekehrter Stellung zur Beförderung der Züge anstandslos verwendet werden kann. Für das Aus- und Einladen der Gepäckstücke dienen die Flügelthüren an beiden Längsseiten.

Bezüglich des Kessels ist noch zu bemerken, dass derselbe wie ein gewöhnlicher Locomotivkessel mit kupferner Feuerbüchse und einem grossen Dampfdome hergestellt ist, ein fixes, conisches Blasrohr mit 80 mm Mündung besitzt und zur Speisung mit einer Kolbenpumpe und einem Injector versehen wurde. Der Kessel hat 100 eiserne Siederohre von 2 m Länge und 52 mm äusserem Durchmesser. Der Kohlenraum ist für 600 kg Kohle zu beiden Seiten des Feuerkastens vor dem Führerstande angeordnet.

Die Locomotive ist mit einer Bremse versehen, welche auf alle vier Räder wirkt und sowohl mittelst Handkurbel als auch mittelst Dampf rasch und kräftig angezogen werden kann, so dass das Anhalten mit einem der Leistung der Locomotive entsprechend belasteten Zuge auf ganz kurze Distanzen möglich ist. Die Handgriffe für den Regulator, für die Steuerung, die Dampfbremse, die Signalpfeife etc. sind derart angeordnet, dass dieselben vollständig gehandhabt werden können, ohne dass der Führer seinen Platz zu verlassen hat. Da der Kohlenverbrauch dieser Locomotive gering ist und die Instandhaltung des Feuers grösstentheils in den Stationen besorgt werden kann, da ferner auch der Zugführer seinen Standplatz auf dem Führerplateau zu nehmen hat und daher den Locomotivführer in der Beaufsichtigung der Strecke unterstützen kann, so ist die Hülfe eines Heizers bei dieser Locomotive vollständig entbehrlich.

Hauptverhältnisse der Locomotiven nach System Hohenzollern.

	I	II	III	IV	V	VI	VII	
Betriebsfähiges Gewicht	26	23	20	18	16	14	12	Tonnen
Leergewicht	20,55	18	16,2	14,3	12,7	11,1	9,55	-
Wasser im Kessel	1900	1500	1000	900	750	600	500	Liter
Kohlen auf Rost	200	150	100	100	100	100	50	kg
Geräthe	150	150	100	100	100	100	100	-
Wasserkasten-Inhalt	2500	2500	2000	2000	1800	1700	1400	Liter
Kohlenkasten-Inhalt	700	700	600	600	550	500	400	kg
Totalfüllung	5450	5000	3800	3700	3600	3000	2500	-
Radstand	3100	3000	3000	2900	2900	2800	2700	mm
Raddurchmesser	1280	1280	1280	1180	1180	980	980	-
Cylinderdurchmesser	330	330	300	280	280	250	250	-
Kolbenhub	420	400	400	380	350	350	300	-
Feuerberührte Fläche	49,5	40,5	31,5	27	22,5	18	13,5	qm
Rostfläche	0,9	0,75	0,6	0,55	0,5	0,42	0,35	-
Dampfdruck	12	12	12	12	12	12	12	kg

Aus dieser Zusammenstellung geht zunächst hervor, dass die Maschinen sämmtlich im Verhältniss zur feuerberührten Fläche als schwer zu bezeichnen sind. Bei angemessenen Dimensionen aller Locomotivtheile ergiebt sich, dass bei fast allen Tendermaschinen von der im § 12 beschriebenen Construction das Dienstgewicht durch die Formel $G = 5 + 0,3\ H$ Tonnen ausgedrückt wird, wenn H die gesammte feuerberührte Fläche bezeichnet. Bei den vorliegenden Maschinen erhält man indess annähernd das Dienstgewicht durch die Formel $5 + 0,45\ H$ Tonnen und sind dieselben somit pro Quadratmeter Heizfläche um rot. 0,15 Tonnen schwerer als Tendermaschinen von der allgemein üblichen Construction mit vor der Achse gelagerten Cylindern und zwischen den Rahmen liegenden Wasserbehältern. Wegen dieses erheblich grösseren Gewichtes können diese Maschinen zur Beförderung von Zügen, deren Geschwindigkeit 45 km nicht zu übersteigen braucht, nicht empfohlen werden, und gebührt den erwähnten leichteren Maschinen der Vorzug. Nur für Beförderung von Omnibuszügen, deren Maximalgeschwindigkeit 60—70 km und deren Minimalgeschwindigkeit 40 km beträgt, können die Maschinen nach dem System Hohenzollern in Frage kommen, jedoch wird bei dieser Geschwindigkeit die Kuppelung, wie folgende Rechnung ergiebt, überflüssig.

Berechnen wir beispielsweise die Zugkraft der in Spalte III der obigen Tabelle aufgeführten Maschine bei Annahme einer Minimalgeschwindigkeit auf den Steigungsstrecken von 40 km. Die dabei zu erzielende wirksame Verdampfung ist zu 35 kg pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche anzunehmen und ergiebt sich der Füllungsgrad, mit welchem die Maschine dabei arbeiten kann, zu $\frac{4 \cdot 31,5 \cdot 35}{40000 \cdot 0,0706 \cdot 0,4 \cdot 6,4 \cdot 4} = 0,15$. Bei diesem Füllungsgrade ist der mittlere wirksame Kolbendruck $0,5 \cdot 12,35 - 1,3 =$ rot. 4,8 kg und die effective Zugkraft $= \frac{4,8 \cdot 30^2 \cdot 0,4}{1,28} - 12 \cdot 20 = 1110$ kg.

Wenn die Vorräthe an Wasser und Kohle bis auf $^1/_5$ des Maximalquantums verbraucht sind, so ist die Belastung der Triebachse noch $10000 - 1040 = 8960$ kg.

Kohlenvorrath	. . . .	3250 kg
Dienstgewicht und Adhäsionsgewicht		38000 -
Leergewicht	. . . .	28000 -

Die Maschinen fahren auf den Steigungen von 1 : 100 mit einer Geschwindigkeit von 18 km. Da die Verdampfung pro Quadradmeter Heizfläche bei dieser Geschwindigkeit und dem Dampfdrucke von 12 kg höchstens zu 32 kg angenommen werden kann, so ist der zulässige Füllungsgrad $\frac{3,8 \cdot 100,3 \cdot 32}{18000 \cdot 4 \cdot 0,1352 \cdot 0,61 \cdot 6,4} = 0,32$.

Der mittlere wirksame Kolbendruck ist demnach rot. 7 kg und die effective Zugkraft $\frac{7 \cdot 41,5^2 \cdot 0,61}{1,21} - 15 \cdot 38 =$ rot. 5500 kg.

Das Adhäsionsgewicht der Maschine beträgt, wenn die Vorräthe bis zu $^1/_4$ des Maximalquantums verbraucht sind, noch rot. 31300 kg, welches bei Annahme eines mittleren Reibungscoefficienten von $^1/_7$ einer Zugkraft von nur $\frac{31300}{7} =$ rot. 4470 kg entspricht. Es kann sonach die volle Zugkraft, welche die Maschine bei 18 km Geschwindigkeit zu entwickeln im Stande ist, nicht ausgenutzt werden und ist dieselbe vielmehr nur bei vollen Vorräthen zu erreichen. Für die Maschine würde sich demgemäss eine grössere Minimalgeschwindigkeit empfehlen.

§ 17. Tendermaschinen der Thüringischen Eisenbahn für Beförderung von gemischten Zügen. — Diese, durch Umbau älterer Güterzugmaschinen in der Werkstatt der Thüringischen Eisenbahn zu Erfurt hergestellten Maschinen dienen zur Beförderung von nicht sehr schweren gemischten Zügen, deren Minimalgeschwindigkeit in den Steigungsstrecken 25 km beträgt, während die Maximalgeschwindigkeit in den horizontalen und Gefällstrecken 40 km nicht überschreitet. Die Construction der Maschinen ist aus Fig. 3, Tafel LXXIV, ersichtlich und sind die Hauptdimensionen folgende:

Cylinderdurchmesser	. .	406 mm
Hub	. . . .	559 -
Triebraddurchmesser	. .	1392 -
Laufraddurchmesser	. .	1016 -
Radstand	. . . .	3370 -
totale Heizfläche	. . .	72 qm
Dampfdruck	. . . . .	9 kg
Rostfläche	. . . . . .	1,16 qm
Vorrath an Wasser	. .	3,8 cbm
- - Kohle	. . .	1000 kg
Dienstgewicht	. . . .	37000 -
Leergewicht	. . . . .	29000 -

Bei der geringsten Geschwindigkeit von 25 km und dem Dampfdrucke von 9 kg lässt sich eine wirksame Verdampfung von 34 kg pro Stunde und Quadratmeter feuerberührte Fläche erzielen, wobei sich die Maximalzugkraft zu 2880 kg und die effective Leistung zu $\frac{2880 \cdot 25000}{60 \cdot 60 \cdot 75} =$ rot. 266 Pferdestärken ergiebt.

Das auf der Trieb- und Kuppelachse ruhende Adhäsionsgewicht beträgt, wenn die Vorräthe an Wasser und Kohle bis zu $^1/_4$ des grössten Quantums verbraucht sind, 23000; die bei einem Reibungscoefficient von $^1/_7$ sich daraus ergebende Adhäsion

von 3285 kg entspricht reichlich der von der Maschine bei der Minimalgeschwindigkeit entwickelten Zugkraft.

Die Kessel der ursprünglichen Güterzugmaschinen wurden, wie noch zu bemerken ist, bei dem Umbau durch neue ersetzt.

Die Wasserreservoire sind zu beiden Langseiten auf der Platform der Maschine angeordnet, während der Kohlenkasten im hinteren Theile des Führerstandes vorgesehen ist. Die Disposition der Bremse zeigt die Zeichnung.

§ 18. Tendermaschinen für den Güterzugdienst auf französischen Bahnen. — Fig. 6, Tafel LXXIII, führt eine der grössten Typen derartiger Maschinen mit 3 gekuppelten Achsen vor Augen, welche von einer grösseren Zahl französischer Bahnen adoptirt ist.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Cylinderdurchmesser . . .	440 mm
Hub	600 -
Triebraddurchmesser . . .	1200 -
Radstand	3500 -
Heizfläche der Röhren . .	111 qm
- - Feuerbüchse .	8 -
Rostfläche	1,26 -
Dampfdruck pro qcm . . .	9 kg
Dienstgewicht	38200 -
Leergewicht	29000 -
Inhalt des Wasserraumes . .	4,4 cbm
Gewicht der Kohlenvorräthe .	1500 kg.

Die Reservoire liegen zu beiden Langseiten des Kessels auf der Platform, während die Kohlenkasten an beiden Seiten der Feuerbüchse vorgesehen sind.

Die Rostfläche der Maschinen ist verhältnissmässig sehr klein, während die Heizfläche mit Rücksicht auf das mässige Gewicht ausserordentlich hoch erscheint.

Eine andere auf Tafel LXXIII, Fig. 5, abgebildete Maschine der Französischen Nordbahn, deren Gesammtdisposition im Allgemeinen dieselbe ist, wie bei der in Fig. 10 gezeichneten, besitzt einen bei 3 Achsen sehr geringen Radstand von nur 2,6 m. Wegen dieses kleinen Radstandes ist die hintere Achse als Triebachse benutzt. Das Dienstgewicht derselben ist 30300 kg bei einem Wasservorrathe von 3,9 cbm.

§ 19. Rangirmaschinen. — Der Rangirdienst auf den Bahnhöfen geschieht in der Hauptsache mittelst Locomotiven, und zwar dienen hierzu entweder die gewöhnlichen Coursmaschinen der Güter-, Personen- und gemischten Züge. Zu Tendermaschinen umgebaute Rangirmaschinen sieht man auf Bahnen, welche die hierzu erforderlichen Werkstättenanlagen besitzen, vielfach functioniren und auf diese Weise eine sehr zweckmässige Ausnutzung finden. Endlich sind es besonders für die Zwecke des Rangirdienstes speciell gebaute Maschinen, welche in neuerer Zeit sich mehr und mehr auf grösseren Bahnen Eingang verschaffen, die natürlich am meisten geeignet erscheinen müssen, da man bei ihrer Construction gleich von vorn herein den speciellen Zweck vor Augen hatte.

Da es sich bei den Rangirmaschinen in den meisten Fällen nur auf kurze und grössere Anforderungen an die Zugkraft handelt, so ist es nicht erforderlich die Kessel mit so grossen feuerberührten Flächen zu versehen, wie sie für die dauernde

Entwickelung starker Zugkräfte erforderlich sein würden. Es kann bei diesen Maschinen der in den Stillstandspausen entwickelte, im Dampfraume angesammelte Dampf während der meist kurzen, einzelnen Bewegungsperioden mit zur Verwendung kommen. Als hauptsächlichste Erfordernisse der Rangirmaschinen sind die volle Ausnutzung des Maschinengewichtes zur Adhäsion, sowie ein geringer Radstand, welcher das Durchfahren der schärfsten Weichencurven anstandslos gestattet, zu erachten.

Da diese Maschinen keine erhebliche Fahrgeschwindigkeit besitzen, so treten auch die Stabilitätsrücksichten gänzlich in den Hintergrund, so dass gerade hier das zweiachsige Fahrzeug (wofern es nur als Tendermaschine construirt ist) als ein sehr zweckmässiges Betriebsmittel für diesen Dienst sich empfiehlt.

Bei umgebauten Rangirmaschinen findet sich häufig eine vordere Laufachse, die ein Drittel des Maschinengewichtes beansprucht; indessen ist dieser Umstand für die gewöhnlichen Rangirzwecke von keinerlei nachtheiliger Bedeutung, indem die auf den vier gekuppelten Rädern liegende Last für diesen Dienst in den allermeisten Fällen genügt. Bedenken könnte hingegen der etwas beträchtliche Radstand von mehr als 3 m rechtfertigen, welcher bei dreiachsigen Locomotiven unvermeidlich ist. Die umgebauten Rangirmaschinen tragen die Wasserreservoire entweder sattelförmig auf dem Langkessel (eine sehr bequeme Anordnung) oder auf den Platformen an den Seiten des Langkessels, in welchem Falle beide Gefässe mittelst Rohr communiciren müssen, damit beide gleichzeitig sich füllen und entleeren.

Die neu beschafften Rangirmaschinen sind meist kleine zweiachsige, etwa 20—25 tönnige Maschinen im dienstfähigen Zustande, mit aussenliegender Steuerung und seitlich an dem Langkessel angeordneten Reservoiren, wofern dieselben nicht nach System Krauss das Wassergefäss zwischen den Rahmen besitzen. Endlich hat man auch mit Vortheil kleine zweiachsige Rangirmaschinen mit Verticalkessel für den Rangirdienst in technischen Etablissements in Anwendung gebracht, auf deren Construction wir weiter unten zurückkommen.

Wir gehen nun auf die kurze Beschreibung einiger der interessanteren Maschinenkategorien ein, welche speciell für den in Rede stehenden Zweck bestimmt sind.

§ 20. Rangirmaschinen der Kaiser Ferdinand-Nordbahn. — Die Rangirmaschinen der Kaiser Ferdinand-Nordbahn sind aus alten, nicht mehr leistungsfähigen Güterzugsmaschinen in Tendermaschinen umgewandelt, und zwar haben wir es mit zwei verschiedenen Typen zu thun, solcher nämlich mit vorderer Laufachse, zwei Kuppelachsen und sattelförmig auf dem Langkessel angeordnetem Reservoir (Tafel LXXIV, Fig. 5 und 5a) und solcher mit 3 gekuppelten Achsen, welche die Reservoire zu den Seiten des Langkessels tragen. (Tafel LXXIV, Fig. 6 und 6a).

a. Dreiachsige Tendermaschine mit Laufachse.

Die Maschinen wurden unter thunlichster Benutzung des alten Materials zu Tendermaschinen umgebaut und dadurch das Totalgewicht um 5000 kg erhöht. Dieselben haben eine zwar geringe Heizfläche (56,567 qm), die jedoch für die specielle Bestimmung ausreichend erscheint, da, wie bereits bemerkt, es sich nicht um anhaltende Fahrten (Streckendienst), sondern nur um momentane Leistungen beim Rangirdienst handelt.

Die Räder, Rahmen, Cylinder und Steuerung wurden beibehalten, die Kessel jedoch erneuert. Das Hauptreservoir befindet sich, wie schon bemerkt, sattelförmig über dem Kessel; ausserdem ist ein zweites (kleineres) Reservoir unter dem Führerstande zwischen den Rahmen angeordnet, wodurch die Belastung der Hinterachse

vermehrt wird. Die Kohlenkasten nehmen die rückwärtigen Ecken der Führerplatform ein. Die Construction gestattet nur die Anwendung einer einseitigen Bremsvorrichtung, indem die gusseisernen Bremsschuhe beim Anziehen der Spindel an die innere Radreifenfläche der Kuppelräder gepresst werden.

Die alten, im Verhältniss zur Heizfläche sehr grossen Cylinder wurden beibehalten, jedoch der Kesseldruck von 6 auf 8,5 kg erhöht. Das Verhältniss der Rostfläche und der directen Heizfläche zur totalen ist aussergewöhnlich gross, und würde es zweckmässig gewesen sein, dasselbe auf 1:60 zu ermässigen.

Die Hauptdimensionen sind:

Cylinderdurchmesser . . .	395 mm
Hub	579 -
Triebraddurchmesser . . .	1264 -
Laufraddurchmesser . . .	984 -
Radstand	3550 -
Heizfläche in den Rohren .	50,35 qm
- - der Feuerbüchse	6,2 -
Rostfläche	1,28 -
Dampfdruck	8,5 kg
Dienstgewicht	32500 -
Wasserraum	4 cbm
Kohlenraum	1 -

b. Die dreiachsig gekuppelten Maschinen sind theils von Sigl geliefert, theils in den eigenen Werkstätten der Kaiser Ferdinand-Nordbahn erbaut. Die drei Achsen liegen sämmtlich zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer. Die Mittelachse ist Triebachse. Rahmen aussen, Steuerung innen. Wassergefässe seitlich am Langkessel auf der Maschinenplatform; Kohlenraum seitlich an der Feuerbüchse. Dampfbremse in Verbindung mit Handbremsvorrichtung. Aufhängung in Federn ohne Anwendung von Balancierverbindungen.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Cylinderdurchmesser . . .	410 mm
Hub	632 -
Triebraddurchmesser . . .	1200 -
Radstand	3100 -
Heizfläche in den Rohren . .	84,1 qm
- - der Feuerbüchse	6,4 -
Rostfläche	1,5 -
Dampfdruck	10 kg
Dienstgewicht	36000 -
Wasserraum der Bassins . .	3,8 cbm
Kohlenvorrath	1250 kg.

§ 21. Rangirmaschinen für den Dienst in industriellen Etablissements. — Dieselben dienen in der Regel nicht nur zum Betrieb im Innern der Fabriken, sondern haben auch auf den betreffenden Anschlussstrecken nach den Hauptbahnen den Dienst zu versehen, weshalb sie trotz ihrer Kleinheit normalspurig zu erbauen sind.

Besonders hervorzuheben sind von den hierher gehörigen Maschinen die von Cockerill gebauten Maschinen mit Verticalkessel, deren Construction in Fig. 8, Tafel LXXIII, abgebildet ist. Bereits im Mai 1873 waren 63 derartige Maschinen für den Dienst im Innern ausgedehnter Hüttenanlagen und deren Anschlussstrecken

nach den Hauptbahnen im Betriebe. Von der genannten Firma werden dieselben in 3 Categorien gebaut.

Die Hauptdimensionen sind:

Cylinderdurchmesser . . .	200 mm
Hub	250 -
Triebraddurchmesser . . .	605 -
Radstand	1400 -
Heizfläche	8 qm
Dampfdruck	10 kg
Wasservorrath	0,675 cbm
Kohlenraum	0,195 -
Dienstgewicht	7500 kg.

Derartige Maschinen mit Verticalkessel werden auch in Deutschland von der Maschinenfabrik Zorge am Harz geliefert.

Fig. 11, Tafel LXXIII, zeigt die Anordnung dieser Maschinen.

Zorge baut dergleichen Tendermaschinen zur Zeit in 4 verschiedenen Grössen, welche nachstehend verzeichnete Hauptdimensionen haben.

	1	2	3	4	
Cylinderdurchmesser . .	160	200	250	260	mm
Cylinderhub	250	250	250	350	-
Raddurchmesser	600	600	600	700	-
Radstand	1570	1570	1570	2000	-
Heizfläche	10	12	17	20	qm
Rostfläche	0,2	0,25	0,375	0,425	-
Dienstgewicht	7000	9000	10500	12500	kg

Die Cylinder liegen geneigt an den Aussenseiten der Rahmen und zwar über den Rädern. Die Dampfvertheilung geschieht auf sehr einfache Weise, mit nur einem Excenter, die Umsteuerung durch einen besonderen, mittelst Hebel manövrirten Schieber. Die Schwierigkeiten der Coulissensteuerung wurden auf diese Weise umgangen, im Hinblick auf thunlichste Vermeidung von Reparaturen. Das Wasserreservoir befindet sich vor dem Kessel auf der Platform, der Kohlenraum hinter dem Stande des Maschinisten. Das Ganze ist mit einem Wetterdach versehen. Die einfach construirte Radreifenbremse wird mit Handkurbel und Schraube dirigirt. Die Rostflächen wurden bei allen Typen auf $^1/_{40}$ bis $^1/_{50}$ der totalen Heizfläche normirt. Die Motoren werden von nur einer Person geführt und bedient.

Für Rangirzwecke, bei denen grössere Leistungen erforderlich sind, baut die Firma Tendermaschinen mit horizontalem Kessel, welche die nachstehend verzeichneten Hauptdimensionen besitzen:

Cylinderdurchmesser . .	230	230	270	290	320	mm
Cylinderhub	350	400	425	480	520	-
Raddurchmesser	700	760	850	900	960	-
Radstand	1560	1600	1680	2000	2000	-
Heizfläche	24	29	34,5	46	56	qm
Rostfläche	0,367	0,436	0,55	0,6	0,86	-

§ 22. Tendermaschinen für Secundärbahnen. — Die Gesichtspunkte, welche für die Construction dieser Maschinen maassgebend sind, hängen nicht allein von den mannigfaltigen, für die Locomotiven der Hauptbahnen in Betracht zu ziehenden Umständen ab, sondern es kommen hier noch die verschiedenen Spurweiten, sowie die mehr oder weniger grosse Tragfähigkeit des Oberbaues in Berücksichtigung. In Betreff der Spurweite haben wir in Gemässheit der Grundzüge für die Gestaltung der Secundär-Eisenbahnen 3 verschiedene Secundärbahnen in Betracht zu ziehen, und zwar:

1. Secundärbahnen mit normaler Spur,
2. - - 1 m -
3. - - 750 mm -

Betreffs der Tragfähigkeit des Oberbaues dieser Bahnen und der dadurch bedingten Maximalbelastung der Achsen ist zu bemerken, dass für die Secundärbahnen ad 1. dieselbe ganz allgemein zu **10000 kg** angenommen werden kann. Da nämlich auf derartige Bahnen die normalen Güterwagen der anschliessenden Hauptbahnen übergehen, so müssen dieselben selbstverständlich mit einem für die grösste Achsbelastung eines Hauptbahnwagens genügend tragfähigen Oberbau versehen sein. Haben solche Bahnen denselben Oberbau wie Hauptbahnen, auf denen allgemein eine Achsbelastung von 14000 kg zulässig ist, so wird man, falls die sonstigen Umstände eine grössere Belastung wünschenswerth machen sollten, das angegebene Maximum von 10000 kg angemessen überschreiten.

Für die Secundärbahnen ad 2. mit 1 m Spurweite ist nach den Grundzügen für die Gestaltung der Secundärbahnen eine Achsbelastung von **7500 kg** und für die 3. Categorie mit 750 mm Spurweite eine solche von **5000 kg** als das zulässige Maximum zu erachten.

Der weitere demnächst in Betracht kommende Factor für die Construction der Secundärbahn-Locomotiven ist die Geschwindigkeit. In dieser Beziehung theilen die erwähnten Grundzüge die Bahnen in 2 Gruppen, nämlich

a. in solche, auf denen die grösste Geschwindigkeit mehr als 12 km, jedoch im Maximum nur 30 km pro Stunde betragen darf,

und b. in solche, auf denen eine Geschwindigkeit von 12 km pro Stunde nicht zu überschreiten ist.

Infolge dieser verhältnissmässig engen Grenzen für die Geschwindigkeit der Secundärbahn-Locomotiven kommen die bei Hauptbahnmaschinen zu beobachtenden Stabilitätsrücksichten hier fast gar nicht in Betracht; insbesondere wird der Radstand sich lediglich nach den vorkommenden Curven zu richten haben. Für solche Maschinen, welche vorwiegend mit Geschwindigkeiten von nahezu 30 km laufen, ist zu empfehlen, thunlichst 2 m als Minimalradstand anzunehmen, während bei den nur mit Geschwindigkeiten bis zu 12 km laufenden Maschinen ein kleinster Radstand von 1,5 m zu wählen sein dürfte, wenn nicht ganz ausserordentlich scharfe Curven die Anwendung eines noch kleineren Radstandes bis zu 1,2 m wünschenswerth machen sollten.

Von wesentlichem Einfluss ist die Geschwindigkeit auf die Bestimmung der Triebraddurchmesser bei den Secundärbahnmaschinen. Man kann für sämmtliche hierher gehörige Maschinen den Grundsatz aufstellen, dass dieselben ihre grösste Zugkraft bei einer Geschwindigkeit von 12 km pro Stunde auszuüben haben, da man zweckmässig auch mit den Maschinen, deren Maximalgeschwindigkeiten auf Gefäll- und Horizontalstrecken bis zu 30 km beträgt, im Interesse

der Erzielung einer möglichst hohen Zugkraft, auf den vorkommenden stärksten Steigungen nicht schneller als 12 km pro Stunde fahren sollte. Wie am Eingang dieses Capitels angeführt worden ist, hängt die specifische Wärmeerzeugung und dementsprechend die Dampfbildung von der Anzahl der in der Secunde erfolgenden Auspuffungen des verbrauchten Dampfes (Dampfschlägen) ab, und kann im Allgemeinen angenommen werden, dass es zweckmässig für die Ausnutzung des Brennmaterials ist, wenn die Anzahl der Dampfschläge pro Secunde nicht unter 6 oder die Anzahl der Triebradumdrehungen nicht unter 1,5 sinkt. Es dürfte daher der Triebraddurchmesser für Maschinen mit Geschwindigkeiten von 12 bis 30 km zu **800 mm** und für die Maschinen der zweiten Gruppe mit Geschwindigkeiten von nicht mehr als 12 km zu **600 mm** anzunehmen sein. Erwähnt sei hierbei noch, dass die Anwendung von Räderübersetzungen zur Erzielung einer grösseren Anzahl Dampfschläge nicht empfohlen werden kann, da der erzielte Vortheil in gar keinem rationellen Verhältnisse zu den dabei auftretenden Reibungsverlusten steht. Ebensowenig ist aber auch zur Beseitigung der starken Dampfschläge die Anwendung der Condensation zu empfehlen, da hierdurch einerseits die Intensität der Verbrennung resp. Verdampfung sehr beeinträchtigt und andrerseits eine erhebliche todte Last für Condensationswasser und Condensator mitgeschleppt werden muss. Wenn eine Milderung der starken Dampfschläge in der Nähe von Ortschaften oder stark frequentirten Wegen geboten sein sollte, so wird dieselbe zweckmässiger durch Anbringung eines Auspuffkastens, sowie durch Anwendung geringer Füllungsgrade herbeizuführen sein.

Durch die geringe Geschwindigkeit der Secundärbahn-Locomotiven und die dementsprechend verhältnissmässig grosse Zugkraft derselben ist die volle Ausnutzung des Gewichtes zur Adhäsion, d. h. eine Kuppelung sämmtlicher Achsen erforderlich. Man kann bei rationell durchgeführten, mit angemessenen Wasser- und Kohlenvorräthen ausgestatteten Maschinen das Dienstgewicht pro Quadratmeter Heizfläche zu 500 kg annehmen; es beträgt somit nach den Angaben des § 1 die wirksame Verdampfung pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde bei der kleinsten Geschwindigkeit, wobei die Maschine rot. 1,5 Umdrehung pro Secunde macht, 30 kg.

Der Füllungsgrad, mit welchem die Secundärbahn-Maschinen bei der Geschwindigkeit von 12 km auf den stärksten Steigungen arbeiten können, ist zweckmässig zu 0,45 anzunehmen; eine Ausnahme hiervon dürfte höchstens bei den Maschinen zu machen sein, welche auf den stärksten Steigungen nur mit 8 km Geschwindigkeit fahren und würde für diese ein Füllungsgrad von 0,35 bei 12 km Geschwindigkeit anzunehmen sein. Dem Füllungsgrade von 0,45 entspricht nach den Angaben des § 1 bei einem Ueberdruck von 10 kg im Kessel, oder einem absoluten Admissionsdruck von 10,5 kg im Cylinder, ein mittlerer wirksamer Druck auf den Quadratcentimeter Kolben von rot. 7 kg. Die pro Quadratmeter Heizfläche erzeugte indicirte Leistung ergiebt sich dabei $\frac{30 \cdot 7 \cdot 10000}{5{,}5 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0{,}45} =$ rot. 235 mkg. Die effective Zugkraft bei 12 km Geschwindigkeit auf horizontaler Bahn erhält man dementsprechend, wenn die gesammten Reibungswiderstände zu 12 kg pro Tonne Locomotivgewicht angenommen werden, pro Quadratmeter Heizfläche $Z = \frac{235 \cdot 60 \cdot 60}{12000} - 0{,}5 \cdot 12 =$ **64,5 kg.**

Bei einem mittleren Reibungscoefficienten von $^1/_7$ zwischen Schiene und Triebrad entspricht das Dienstgewicht von 500 kg pro Quadratmeter Heizfläche der ermittelten Zugkraft und ist daher, wie bereits bemerkt, bei den Secundärbahn-Maschinen stets das ganze Dienstgewicht zur Adhäsion zu benutzen. Auch bei verbrauchten

Vorräthen wird im Allgemeinen die Adhäsion noch genügen, wenn man berücksichtigt, dass der Reibungscoefficient bei normalem Schienenzustande etwas höher als $^1/_7$ angenommen werden kann.

Die Zuglasten, welche man mit Secundärbahn-Locomotiven bei einer Geschwindigkeit von 12 km pro Quadratmeter Heizfläche oder pro $^1/_2$ Tonne Dienstgewicht befördern kann, ergeben sich hiernach unter der Annahme, dass der Widerstand der Wagen pro Tonne 4 kg auf horizontaler Bahn beträgt, für die verschiedenen Steigungsverhältnisse wie folgt:

1. Zuglast auf horizontaler Bahn pro qm Heizfläche $\frac{64,5}{4}$ = rot. 16,1 Tonn.

2. - auf der Steigung $1:200 = \dfrac{64,5 - \frac{500}{200}}{4 + \frac{1000}{200}}$ = - 6,8 -

3. - - - - $1:100 = \dfrac{64,5 - \frac{500}{100}}{4 + \frac{1000}{100}}$ = - 4,2 -

4. - - - - $1:50 = \dfrac{64,5 - \frac{500}{50}}{4 + \frac{1000}{50}}$ = - 2,2 -

5. - - - - $1:30 = \dfrac{64,5 - \frac{500}{30}}{4 + \frac{1000}{30}}$ = - 1,3 -

Das Dienstgewicht sowie die feuerberührte Fläche des Kessels können hiernach aus der Schwere der zu befördernden Züge und den grössten Steigungen der Bahn leicht ermittelt werden.

Mit Rücksicht auf die Eingangs angegebenen grössten Achsbelastungen können die Dienstgewichte bei zweiachsigen Maschinen im maximo betragen:

1. auf Bahnen mit normaler Spur zu 20000 kg
2. - - - 1 m - - 15000 -
3. - - - 750 mm - - 10000 -

Die diesen Dienstgewichten entsprechenden Heizflächen und effectiven Zugkräfte auf horizontaler Bahn bei einer Geschwindigkeit von 12 km sind demnach für die Maschinen

ad 1.	bei 40 qm	Heizfläche	2580 kg	Maximalzugkraft
- 2.	- 30 -	-	1935 -	-
- 3.	- 20 -	-	1290 -	-

Bedingen die localen Verhältnisse grössere Zugkräfte, so ist man genöthigt dreigekuppelte Maschinen anzuwenden, wodurch allerdings die Einfachheit der Construction Einbusse erleidet und ausserdem infolge des dadurch bedingten grösseren Radstandes das Durchfahren scharfer Curven erschwert wird.

Der Cylinderdurchmesser ist zweckmässig so zu bestimmen, dass bei Ausübung der Maximalzugkraft ein Füllungsgrad von 0,45 nicht überschritten wird. Nimmt man den Hub gleich dem halben Triebraddurchmesser und den Dampfdruck im Kessel zu 10 kg Ueberdruck an, so ergeben sich für zweiachsige Maschinen mit

den zuletzt angeführten Dienstgewichten und Heizflächen hiernach folgende Durchmesser:

1.	für die Maschinen mit	40 qm	Heizfläche	280 mm
2.	- - - -	30 -	-	240 -
3.	- - - -	20 -	-	200 -

Die Rostfläche der Secundärbahn-Maschinen nimmt man bei Verwendung guter Steinkohlen zu $^1/_{60}$ der Heizfläche an. Für minderwerthiges Brennmaterial ist dieselbe jedoch entsprechend zu vergrössern.

Die erforderlichen Vorräthe an Wasser und Kohle sind einerseits durch die Grösse der Heizfläche bedingt und andrerseits abhängig von der Entfernung der Wasser- resp. Kohlenstationen, sowie von den Gefällverhältnissen zwischen diesen Stationen. Bei Bestimmung des Wasserbedarfs ist zu berücksichtigen, dass ausser dem wirklich verdampften und nutzbar verwendeten Wasser von 30 kg pro Quadratmeter Heizfläche noch circa 30 % dieses Quantums für Verluste durch Undichtigkeiten, durch verloren gehendes Schlabberwasser und durch mitübergerissenes Wasser erforderlich sind; der wirkliche Wasserverbrauch kann daher im Maximum auf rot. 40 kg pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche festgesetzt werden. Dieses Quantum ist allerdings nur auf den stärksten Steigungen erforderlich, da auf den weniger starken Steigungen sowie horizontalen Strecken die Geschwindigkeit im Allgemeinen nicht in dem Maasse grösser genommen wird, dass in gleicher Zeit dieselbe Verdampfung erforderlich ist. Auf den fallenden Strecken von mehr als $^1/_{200}$ Steigung fällt ferner der Wasserverbrauch fast ganz fort. Stehen der Fahrplan der Bahn, sowie die Steigungsverhältnisse zwischen den Wasserstationen fest, so wird man den Wasserverbrauch hiernach leicht genau ermitteln können und danach den Inhalt des Wasserbassins bemessen. Zu empfehlen ist dabei indess, die Bassins so gross zu nehmen, dass sie wenigstens 25 % mehr Wasser aufnehmen können als wirklich verbraucht wird, damit auch am Ende der Fahrt noch ein Theil des Wassers zur Adhäsion benutzt werden kann. Besonders dürfte diese Maassregel dann wünschenswerth sein, wenn die Endstation den Abschluss einer längeren starken Steigung bildet.

Das auf der Maschine unterzubringende Brennmaterial ist nach der Entfernung der Kohlenstationen und dem zwischen denselben zu verdampfendem Wasserquantum zu bemessen; im Allgemeinen kann dasselbe bei Verwendung guter Steinkohlen zu $^1/_3$ des Wassergewichtes angenommen werden.

Was die Construction der Secundärbahn-Locomotiven im Allgemeinen betrifft, so ist zu bemerken, dass dieselben zweckmässig mit zwischen den Rahmen liegenden Wasserkasten und aussenliegender Steuerung zu bauen sind, da sich bei dieser Construction das geringste Eigengewicht erzielen lässt. Auch empfiehlt es sich, die Maschinen mit einer ringsumlaufenden Platform, sowie an beiden Stirnseiten mit Uebersteigbrücken zu versehen, so dass der Heizer die Bremse des anstossenden Wagens mitbedienen kann.

Die Maschinen sind selbstverständlich wie alle Tenderlocomotiven mit Bremsen zu versehen und dürfte die Exter'sche Hebelbremse besonders zu empfehlen sein.

Nachstehend wollen wir noch die Hauptdimensionen einiger der in neuester Zeit ausgeführten Maschinen für Secundärbahnen anführen.

Lauf. Nr.	Bezeichnung	1. Eisenbahn Como-Fino-Saronno	2. Eisenberg-Crossener Eisenbahn	3. Kremsthalbahn
1	Cylinderdurchmesser . . . . . . in mm	290	250	260
2	Kolbenhub . . . . - -	400	400	400
3	Anzahl der gekuppelten Achsen	3	2	3
4	Radstand . . . . in m	2,00	1,70	1,80
5	Durchmesser der Triebräder . . - -	0,800	0,85	0,80
6	Länge der Feuerbüchse . . . . . - -	0,625 und 0,650	0,80	0,75
7	Breite der Feuerbüchse . . . . . - -	0,830	0,85	0,70
8	Höhe resp. Durchmesser . . . . . - -	1,003	1,00	0,90
9	Anzahl der Siederöhren	87	122	107
10	Durchmesser der Siederöhren . in mm	45	40	44 aussen
11	Directe Heizfläche . . . . in qm	3,090	} zusammen 34,00	2,50
12	Heizfläche der Siederöhren . . . - -	29,278		32,50
13	Rostfläche . . . . - -	0,566	0,68	0,525
14	Dampfspannung in Atmosphären	11	12	12
15	Gewicht der Maschine im leeren Zustande in kg	13125	13500	12000
16	- - - - Dienst - -	17800	15800	17000
17	- im Dienst auf d. Vorderachse - -	5950	6700	5700
18	- - - - - Hinterachse - -	5950	9100	5650
19	- - - - - Mittelachse - -	5900	—	5650
20	Grösste Länge der Maschine . . . in m	3,665	6,30	6,00
21	- Breite - - . . . . - -	2,50	2,60	2,60
22	Vorrichtung zur Beseitigung des Geräusches des ausströmenden Dampfes	nicht vorhanden	mit 1 Puffkasten, in welchen der Dampf stösst, bevor er zum Schornstein hinausgeht	nicht vorhanden
23	Condensation	. . . .	nicht vorhanden	. . . .
24	Funkenfänger	nicht vorhanden	derselbe besteht aus einer mit Löchern versehenen siebähnlichen Eisenplatte	der Rauchfang ist mit Sieb versehen
25	Art der Bremse	mit Spindelbremsen gewöhnlicher Art, wie bei den Wagen üblich; ausserdem ist jede Locomotive mit einer Dampfbremse versehen	mit Exter'scher Bremse	mit Exter'scher Hebel-bremse
26	Einrichtung des Führerstandes	derselbe ist überdacht	derselbe ist überdacht	derselbe ist mit Decke und Seitenwänden versehen
27	Geschwindigkeit	im Mittel mit 18 km pro Stunde	auf freier Strecke mit 20—22,5 km, auf der Chaussee mit 18 km pro Stunde	im Mittel mit 1[illegible] km pro Stunde. Die gestattete Maximalgeschwindigkeit ist [illegible] km pro Stunde
28	Firma der Fabrik, welche die Maschine anfertigte	Maschinenfabrik Emil Kessler in Esslingen	Christian Hagans in Erfurt	Locomotivfabrik Krauss & Co. in München und Linz
29	Anschaffungspreis derselben	—	14500 Mark	24000 Mark
30	Bedienung der Maschine	2 Mann	2 Mann	2 Mann

4. Eisenbahn Mailand-Gorgonzola-Vaprio			5. Rappoltsweiler Strassen-Eisenbahn	6. Schmalspur-Bahn Tavier-Embresin	7. Waldenburger Bahn	8. Wutha-Ruhlaer Eisenbahn
Locomotive Krauss	Henschel	Brown				
160	155	180	180	240	180	300
300	300	300	350	ca. 360	350	500
2	2	2	2	3 resp. 4	2	3
1,50	1,40	1,50	1,80	3,020	1,80	2,50
0,630	0,635	0,600	0,75	0,75	0,75	0,95
0,494	0,520	Durchm. 0,616	0,52	1,33	0,70	1,00
0,594	0,640	Durchm. 0,616	0,57	0,90	0,45	oben 0,838 unten 0,936
0,750	0,748	1,150	0,79	1,00 ca.	0,85	vorn 1,177 hinten 0,962
56	78	88	64	72	64	113
41	33,6	34	35 (39 aussen)	35	34 (38 aussen)	46 (aussen)
1,640	1,942	2,200	zusammen ca. 20,0	—	zusammen 19,00	4,047
10,10	8,234	9,800		—		44,200
0,293	0,332	0,300	0,27	—	0,315	1,00
10	10	11	12	9	12	12
5400	5700	7125	zwischen 8—9000	15000	7500	16250
7600	6990	8900	10500	—	10000	21800
3600	3495	4375	5000	—	5000	7900
4000	3495	4525	5500	—	5000	6950
—	—	—	—	—	4,95	6950
3,85	3,90	3,90	4,95	—	—	7,094
2,10	2,10	2,10	1,76	—	1,80	2,50
nicht vorhanden			nicht vorhanden	nicht vorhanden	nicht vorhanden	nicht vorhanden
. . . .			nicht vorhanden	Die Condensation hat sich als unzweckmässig erwiesen, weil sie öfter das Functioniren des Injectors beeinträchtigte. Die Condensationsapparate der zuletzt gelieferten Henschel'schen Locomotiven wurden wieder beseitigt	nicht vorhanden	nicht vorhanden
nicht vorhanden			nicht vorhanden	derselbe besteht in einer inneren Vergitterung des Schornsteins	nicht vorhanden	derselbe befindet sich in der Rauchkammer dicht über den Siederöhren und besteht aus einem Rahmen, in welchen in Zwischenräumen von 5 mm Rundstäbe eingenietet sind
sämmtliche Locomotiven mit Hebelbremsen, die Krauss'schen nach System Exter, während an den Henschel'schen Locomotiven die Bewegung der Bremsen mit Hand oder Fuss geschieht			mit Spindelbremse auf einer Seite, auf die beiden Räder der Hinterachse wirkend	mit Schraubenbremse mit 4 hölzernen Bremsklötzen	mit Spindelbremse, auf die Hinterachse wirkend	mit Exter'scher Hebelbremse mit einseitigem Druck der Bremsklötze auf 4 Räder; ausserdem ist der Le Chatelier'sche Bremshahn angebracht
die ganze Maschine ist überdacht, dazu sind beide Enden mit Glaswand versehen			derselbe ist in der gewöhnlichen Weise überdacht	derselbe ist in der gewöhnlichen Weise überdacht	derselbe ist mit einem Blechdache versehen	derselbe ist überdacht. Das Triebwerk ist seitlich durch eine Blechverkleidung verdeckt
im Mittel mit 20 km pro Stunde			im Güterzug mit 12, im Personenzug mit 16 km pro Stunde, Maximalgeschwindigkeit 20 km pro Stunde	mit 12 km, beziehentlich mit 15 km pro Stunde. Einschliesslich d. Aufenthaltes 9—15 km pro St. Gesetzlich gestattete Maximalgeschwindigkeit 17 km pro St., obgleich die Bauart der Maschine ein rascheres Fahren gestattet	16 km pro Stunde mit Aufenthalt, 20 km pro Stunde ohne Aufenthalt, Maximalgeschwindigkeit 20 km pro Stunde	mittlere Geschwindigkeit 14,6 km, Maximalgeschwindigkeit 30 km pro Stunde
Krauss & Co. in München 2 Stück. Henschel & Sohn in Cassel 1 Stück. Schweizerische Locomotivfabrik in Winterthur 6 St. Bamal & Co. in Mailand 1 Stück. Fox Walker & Co. in Bristol 1 Stück			Schweizerische Locomotivfabrik in Winterthur	Société metallurgique et Charbonnière Belge, Atelier de Tubize Belgique	Schweizerische Locomotivfabrik in Winterthur	Henschel & Sohn in Cassel
12800 Mark			15000 Mark	—	17660 Mark	20000 Mark
2 Mann			1 Mann	2 Mann	1 Mann	2 Mann

Zu dem Verzeichniss ist Folgendes zu bemerken:

1. Die Achsen sind bei allen Maschinen sämmtlich gekuppelt und die Cylinder mit einer Ausnahme, nämlich auf der italienischen Eisenbahn Mailand-Gorgonzola, aussen an den Rahmen gelagert. Die Uebertragung des Kolbendruckes erfolgt mittelst Kurbelstange und Kurbel direct auf die Triebräder, und macht nur die Maschine der Rappoltsweiler Bahn eine Ausnahme, indem die Cylinder über den Rädern angeordnet sind und demgemäss ein Balancier zur Uebertragung eingeschaltet werden musste.

2. Die Kessel sind bei sämmtlichen Maschinen als horizontale Röhrenkessel construirt. Die einzelnen Abmessungen der Feuerbüchse und der Siederöhren bieten unter sich bei der grossen Verschiedenheit keinen Anlass zu nützlichen Vergleichungen, wohl aber sind zur Beurtheilung der Locomotivleistungen die Verhältnisse zwischen Gesammtheizfläche und Rostfläche, zwischen Gesammtheizfläche und Dienstgewicht, sowie zwischen Kolbenhub zum Triebraddurchmesser von Interesse. Dieselben sind nachstehend zusammengestellt.

1. Nr. der Bahn	2. Verhältniss der Gesammtheizfläche zur Rostfläche in qm	3. Verhältniss der Gesammtheizfläche (qm) zum Dienstgewicht (t)	4. Verhältniss des Kolbenhubes zum Triebraddurchmesser
1	57,2	1,82	0,50
2	50,0	2,15	0,47
3	66,6	2,06	0,50
4	40,1; 30,7; 40,0	1,54; 1,46; 1,35	0,48; 0,47; 0,50
5	74,1	1,91	0,47
6	—	—	0,48
7	60,3	1,90	0,47
8	48,2	2,21	0,53

Die Werthe in Verticalcolumne 2 gestalten sich übersichtlicher, wenn sie nach den Heizmaterialen der Kessel geordnet werden, zu welchen sie gehören. Bei dieser gruppenweisen Zusammenfassung sind die Differenzen weniger bedeutend. Für die Steinkohlenheizung (1, 2, 3, 5, 7 und 8) beträgt das arithmetische Mittel der Quotienten aus Heizfläche und Rostfläche 59,4, nach Weglassung der beiden extremen Werthe 48,2 und 74,1 auch 58,5, wofür rund 60 gesetzt werden kann. Für die Cokesheizung dagegen ist der Mittelwerth rot. 37.

Das Verhältniss der Gesammtheizfläche (in qm) zum Dienstgewicht (in t) beträgt unter Verwerfung der unteren Grenzwerthe in der Reihe 4. nicht unter 1,82 und nicht über 2,21, im Mittel fast genau 2,0.

Es kann somit das im § 21 pro Quadratmeter Heizfläche angenommene Dienstgewicht von 500 kg als sehr zutreffend bezeichnet werden.

Die Werthe der Columne 4. differiren wenig; nach Weglassung der extremen Werthe in Reihe 4 und 13 ist das arithmetische Mittel 0,48 nahezu $^1/_2$.

Dampfspannungen unter 9 Atmosphären werden nicht verwendet, auch diese nur einmal (Tavier-Embresin).

Am häufigsten findet sich der Druck von 12 Atmosphären, der als typisch

bezeichnet werden könnte. Der Mittelwerth ausschliesslich der extremen beträgt 11 Atmosphären.

Die Bremsen sind ausschliesslich Klotzbremsen in den verschiedensten Anordnungen, theils mit einseitigem Druck auf sämmtliche Räder, theils zweiseitig auf ein oder zwei Räderpaare wirkend. Die Bewegung erfolgt von Hand vermittelst der Schraubenspindel oder des Exter'schen Hebels, häufig auch durch den Fuss des Maschinisten. Von mechanisch bedienten Bremsen findet die Dampfbremse (Le Chatelier) Verwendung.

Die Führerstände sind in jedem Falle überdacht, zuweilen auch die ganze Maschine in einen Kasten eingeschlossen. In einigen Fällen ist nur das Triebwerk seitlich durch eine Blechverkleidung verdeckt, damit den die Strasse passirenden Thieren der Anblick bewegter Maschinentheile, welcher namentlich das Scheuwerden der Pferde begünstigt, wirksam entzogen und gleichzeitig dem Eindringen des Staubes zwischen die reibenden Flächen der bewegten Organe einigermaassen vorgebeugt wird.

Die Dampfpfeife ist nicht immer vorhanden, ihre Anwendung sogar häufig verboten. Die Signalglocken werden von Hand oder mechanisch bedient. Auf einer Bahn (Waldenburg) wurde die Glocke wieder entfernt, weil die Unregelmässigkeiten des Gleises öfter ein Selbstläuten herbeiführten.

Die Zuggeschwindigkeit variirt bei den vorliegenden Maschinen von 8 bis 30 km. Bei der Mehrzahl beträgt die Minimalgeschwindigkeit 12 km.

§ 23. Tendermaschinen für Secundärbahnen mit Gepäckraum. — Die in Fig. 1, 1^a und 1^b, Taf. LXXIV, dargestellte Maschine, welche neuerdings auf einigen schwedischen Eisenbahnen zur ausschliesslichen Beförderung von leichten Personenzügen eingeführt wurde, ist im Allgemeinen der in § 13 besprochenen Maschine von Elbel nachgebildet; ihre Geschwindigkeit beträgt 30 km und ist die feuerberührte Fläche des Kessels nur so gross angenommen, dass der daraus resultirenden Zugkraft bei genannter Geschwindigkeit die Adhäsion der Triebachse allein entspricht, die Kuppelung der Achsen somit unnöthig wurde. Die Maschine besitzt eine Spurweite von 891 mm, und stellt sich das Dienstgewicht auf 9 Tonnen. Triebrad- und Cylinderdurchmesser sind zu 900 resp. 180 mm angenommen, während der Radstand 2,8 m beträgt. Der Wasser- und Kohlenvorrath sind auf 800 resp. 200 kg bemessen. Die Bremse hat die Exter'sche Anordnung. Der auf der Maschine vorgesehene Packraum ist zur event. Benutzung seitens der Passagiere mit Bänken ausgerüstet und kann von der Maschine aus geheizt werden. Die Bedienung der Maschine erfolgt im Allgemeinen allein durch den Führer, und wird nur bei besonderen Anlässen der während der Fahrt sich im Packraum aufhaltende Zugführer zur Hülfeleistung mitherangezogen.

Ganz gleich gebaute Maschinen sind auch für normale Spur auf schwedischen Bahnen im Betriebe, deren Dienstgewicht bei entsprechend grösseren Kesseln und reichlich bemessenen Wasser- und Kohlenvorräthen 11 bis 13 Tonnen beträgt.

§ 24. Tendermaschine für Secundärbahnen mit Luftcondensation. — Zum Schluss sei noch eine Tender-Locomotive von Krauss & Co. in München erwähnt, welche auf Taf. LXXIII, Fig. 9 u. 9^a, dargestellt ist. Dieselbe ist mit einer Condensationsvorrichtung versehen und sind die Hauptdimensionen der speciell für den Betrieb auf Strassenbahnen bestimmten Maschinen folgende:

Cylinderdurchmesser	170 mm
Hub	300 -
Triebraddurchmesser	790 -

Radstand	1500 mm
Heizfläche in der Feuerbüchse . .	1,8 qm
- - den Sideröhren . .	11,22 -
Rostfläche	0,34 -
Dampfdruck	15 kg
Raum für Speisewasser	0,560 cbm
- - Condensationswasser .	0,950 -
- - Brennmaterial	0,300 -
Dienstgewicht	9700 kg
Leergewicht	7300 -

Die Fahrgeschwindigkeit soll 10 km betragen und der Condensator den verbrauchten Dampf auf eine Länge von 2,5 km vollständig condensiren können. Nimmt man die mittlere Füllung, mit der die Maschine bei der Geschwindigkeit von 10 km arbeitet, zu 0,3 an, so ergiebt sich der Dampfverbrauch pro Kilometer ohne Berücksichtigung der todten Räume zu $\frac{1000 \cdot 4 \cdot 0{,}022 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}3 \cdot 7{,}3}{2{,}48} =$ rot. 24 kg.

Der Luftcondensator befindet sich auf dem Dache der Locomotive und besteht, wie in der Zeichnung angegeben ist, aus drei Längsleitungen, die durch 130 transversale Kupferrohre von 35 mm innerem Durchmesser und 1 mm Wandstärke verbunden sind. Die totale luftberührte Kühlfläche des Condensators ist 35,43 qm. Nach angestellten Versuchen kann ein derartiger Condensator pro Quadratmeter Kühlfläche und Stunde 3,5 kg Dampf von $1^1/_4$ bis $1^1/_2$ Atmosphären Druck bei einer Lufttemperatur von $+ 17^\circ$ C. condensiren; bei 10 km Fahrgeschwindigkeit pro Stunde ist also während eines Weges von 2,5 km die Leistung des Condensators $\frac{2{,}5 \cdot 35{,}43 \cdot 3{,}5}{10} = 31$ kg Dampf, was somit bei einem Füllungsgrad von rot. 0,3 genügt.

Der Oberflächen-Condensator steht mit dem, unter dem Kessel und zwischen den Achsen liegenden kastenförmigen Theile des Unterbaues in Verbindung, in welchen das Condensationswasser fliesst und wo der Rest der Dampftheile noch völlig condensirt wird. Durch entsprechende Stellung eines Commutators kann der Abgangsdampf entweder direct in den Schornstein oder aber in den Condensator geleitet werden. Beim Condensiren gelangt der Abgangsdampf zunächst in den, zwischen Kessel und Unterbau angebrachten, Sammelkasten. Das durch die Pumpe aus dem vorderen Wasserkasten geförderte Speisewasser durchzieht diesen Sammelkasten in einem kupfernen Schlangenrohr und wird dadurch sowohl eine vorläufige Abkühlung des Abgangsdampfes, als eine gleichzeitige Vorwärmung des Speisewassers erzielt.

Zur Bedienung der Locomotive ist nur ein Mann in Aussicht genommen. Regulator, Umsteuerung, Bremse, Signalglocke und sämmtliche Kessel-Armaturen sind deshalb in leicht zugänglicher und übersichtlicher Weise auf einer Seite der Maschine und ungefähr in deren Mitte angebracht, wo der Maschinist seine Stellung hat. Die Feuerthüre befindet sich ebenfalls zur Seite des Maschinisten, obwohl die Feuerbüchse genügenden Fassungsraum für eine längere Fahrt bietet, so dass die Versorgung mit Brennstoff nur in langen Zwischenräumen erneuert werden muss.

Um den Mechanismus gegen Strassenstaub und Schmutz zu schützen, sind sämmtliche ausserhalb der Räder liegende Theile des Triebwerkes in einen nach allen Seiten dicht schliessenden Kasten eingebaut, welcher von den Cylindern bis hinter die Triebräder reicht.

Literatur.

a. Ueber vierrädrige Locomotiven und Tenderlocomotiven (für Normalspur).

Vierrädrige Locomotiven der Zürich-Zug-Luzerner Eisenbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 86.

Vierrädrige Tendermaschinen für die Bülacher Bahn (System Krauss). Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 87 und 1866, p. 239.

Krauss, C., Vierrädrige gekuppelte Locomotiven für Personen- und gemischte Züge. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 15.

Vierrädrige gekuppelte Maschinen mit äusseren Cylindern für die Badische Staatsbahn. Vom Atelier in Graffenstaden. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 236 und 1869, p. 124.

Heusinger von Waldegg, Vierrädrige Tenderlocomotive (System Krauss) für die Grossherzogl. Oldenburgische Staatsbahn von Krauss & Co. in München. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 231.

Vierrädrige Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 117.

Glück, Jul., Probefahrten mit vierrädrigen Locomotiven nach Patent »Krauss«. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 92.

Heusinger von Waldegg, Vierrädrige kleine Locomotive mit Blindachse und innenliegenden Cylindern, gebaut von Société de Couillet. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 241.

Heusinger von Waldegg, Vierrädrige gekuppelte Tenderlocomotive mit äussern Cylindern von Ruston-Proctor & Co. in Lincoln. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 244.

Heusinger von Waldegg, Vierrädrige Tenderlocomotive mit aussenliegenden Cylindern von Henry Hughes & Co. in Longborough. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 244.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung vierrädriger Maschinen vor und welche Gewichte per Achse sind hierbei angewendet? (Referat für die IV. technische Versammlung in München). 3. Supplementband des Organs, p. 102.

Liegen weitere Erfahrungen über die Anwendung der vierrädrigen Maschinen vor? (Referat für die V. Eisenbahntechniker-Versammlung in Hamburg). Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 85 und 125, sowie 1871, p. 98 und 195.

Becker, Die Tenderlocomotiven von Manning-Wartdle & Co. in Leeds, England & Co. und Neath Abbey & Co. auf der Londoner Ausstellung 1862. Organ f. Eisenbahnw. 1864, p. 60 u. 84.

Büxler, Fr., Leichte Tenderlocomotiven für die Rheinische Eisenbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 55.

Tenderlocomotive der Kaiser Ferdinands-Nordbahn für die Ostrauer Kohlenbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 207.

Tenderlocomotive von Krauss & Co. auf der Wiener Weltausstellung. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 37.

Lieferungsbedingungen der Tenderlocomotiven der Schweizer Nordost-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 195.

Schnellzug-Tendermaschinen der Belgischen Staatsbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 96 und 1881, p. 173.

Personenzug-Tendermaschinen der Werra-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 244.

Personen- und Güterzug-Tendermaschinen der Gotthard-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1881, p. 131 und 229.

Die Betriebsmittel für den Local-Personenverkehr auf Hauptbahnen von A. v. Borries. Organ für Eisenbahnwesen 1881, p. 183.

Maschinen für Omnibuszüge. Patent Hohenzollern. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 102 und Glaser's Annalen 1881, p. 421.

Maschine für Züge mit geringer Bruttobelastung von Elbel. Organ für Eisenbahnwesen 1880, p. 52.

Die Construction und Leistungen der Secundärbahn-Locomotiven von A. v. Borries. Glaser's Annalen 1880, p. 43.

b. Rangirlocomotiven.

Quasowski, Ueber Rangirmaschinen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 237.

Rangirmaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 207.

Rangirmaschine mit Tenderrahmen. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 161.

Kessel für Rangirlocomotiven. Engineering, October 1872. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 118.

XIX. Capitel.

Geschichte und Statistik der Locomotive, sowie der Locomotivbau-Anstalten und Preise der Locomotiven.

Bearbeitet von

Edmund Heusinger von Waldegg,
Oberingenieur in Hannover.

---

§ 1. Einleitung. — Die im 7. Decennium des vorigen Jahrhunderts entstandenen Eisenbahnen oder eigentlich Spurbahnen mit gusseisernen Schienen erlangten erst mit Einführung der Dampfkraft (im Anfang dieses Jahrhunderts) einige Bedeutung, aber erst mit Erfindung und Einführung der gewalzten Schienen (1828) und seit der denkwürdigen Preisconcurrenz auf der Liverpool-Manchester Bahn (1829), wobei Robt. Stephenson's »Rocket« den Sieg davontrug, haben die Eisenbahnen die riesige Entwickelung erlangt und in etwa 50 Jahren (1880) mit einem Netz von über 368000 Kilometer den ganzen Erdball umschlungen; wovon etwa der 6,5 Theil dem Gebiete des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen angehört.

Die erste Eisenbahn, die zwei grössere Städte verband, war die Bahn zwischen Stockton und Darlington, welche im Jahre 1825 eröffnet und hier zum ersten Male auch von Personen befahren wurde, doch wurden die Wagen dabei noch mit Pferden gezogen und fuhren mit der damals unerhörten Geschwindigkeit von 16 Kilometer in der Stunde.

Die schnelle Abnutzung der Pferde beim Betriebe dieser Bahn und das Bestreben noch eine grössere Fahrgeschwindigkeit zu erlangen, veranlasste die Unternehmer der damals im Bau begriffenen Liverpool-Manchester Bahn auf eine verbesserte Anwendung der Dampfkraft ihr Augenmerk zu richten. Man beabsichtigte jedoch anfänglich, in kurzen Zwischenräumen Dampfmaschinen aufzustellen und die Wagen durch Seile ziehen zu lassen. Booth, der Secretär dieser Gesellschaft, war der Erste, welcher die Verwaltung dieser Bahn auf die mögliche Vervollkommnung der langsam auf den Kohlenbahnen hinkriechenden Locomotiven hinlenkte und die Gesellschaft veranlasste jenes Preisausschreiben mit einer Belohnung von 10000 Mark für eine Locomotive zu erlassen, die ihr dreifaches Eigengewicht mit 16 Kilometer Geschwindigkeit in der Stunde ziehen, auf Federn ruhen und nicht mehr als 10000 Mark kosten sollte.

Auf dem Continente war die erste Bahn, die für den allgemeinen Verkehr eröffnet wurde, die Pferdebahn von Prag nach Lahna (1830) und die 135 Kilometer

lange Pferdebahn von Linz nach Budweis, eine Schöpfung des genialen Ritters von Gerstner. Die erste durch Locomotive betriebene Bahn wurde jedoch in Belgien von Brüssel nach Mecheln im Jahre 1835 und in demselben Jahre noch die von Denis erbaute Nürnberg-Fürther Bahn eröffnet, welche letztere Anfangs nur an Sonntagen mit Locomotiven, in den Wochentagen aber mit Pferden betrieben wurde.

Die Entwickelungsgeschichte der Locomotive selbst lässt sich in fünf Hauptabschnitte theilen, von denen die erste Epoche die ersten noch unvollkommenen Versuche im Baue der Locomotive bis zur Erfindung der Röhrenkessel (1800 bis 1829), die zweite Epoche von der Ausbildung der Röhrenkessel bis zur Erfindung der Steuerung mit vier festen Excentriks (1830 bis 1837), die dritte Epoche von da bis zur Anwendung der Stephenson'schen Coulissensteuerung (1838 bis 1842), die vierte Epoche von da bis zur Preisconcurrenz der Semmeringbahn (1843 bis 1851) und die fünfte Epoche von da bis zur neuesten Zeit (1852 bis 1882) umfasst.

§ 2. Erste Epoche. (1800—1829.) — Denis Papin, James Watt und andere hatten schon Ideen zur Anwendung der Dampfkraft für Fuhrwerke angegeben, Oliver Evans war indess unzweifelhaft der Erste, welcher einen auf einer Eisenbahn in Anwendung gekommenen Dampfwagen zur Ausführung brachte. Bereits im Jahre 1784 fasste er die Idee einer Hochdruckdampfmaschine als bewegende Kraft auf Strassen und Schienenwegen und gab sich viele Mühe, seinen Plänen in Philadelphia Eingang zu verschaffen; aber nicht eher als 1799 fand er sich in den Stand gesetzt, die Construction seiner Locomotive zu beginnen, welche auf einer besonders zu diesem Zweck gelegten Eisenbahn versucht werden sollte. Nach vielen Unterbrechungen wurde endlich die erste Locomotive, die den Namen »Oructer Amphibolos« führte, im Jahre 1801 vollendet. Sie scheint jedoch erst im Winter 1803—4 die nöthige Vollkommenheit erreicht zu haben, so dass sie »im Angesichte von wenigstens zwanzigtausend Zuschauern durch die Strassen von Philadelphia bis an den Schuylkillfluss« ihren Lauf nehmen konnte.

Der Mangel an Mitteln, welcher Evans hinderte, eine Strecke Schienenweg anzulegen, wie er es beabsichtigt hatte, war wahrscheinlich der Grund, dass wir später diese Maschine zur Bewegung eines Bootes angewendet finden, und dass alle seine Bestrebungen selbst noch im Jahre 1809 in Amerika fruchtlos blieben, den Werth der Erfindung seinen Landes- und Zeitgenossen erklärlich zu machen. Von diesem Jahre datirt sich auch seine denkwürdige Prophezeihung, die er in einem Schriftchen veröffentlichte:

»Die jetzige Generation will sich mit Canälen begnügen, die nächste wird Eisenbahnen und Pferde vorziehen; aber ihre mehr aufgeklärten Nachkommen werden meinen Dampfwagen als die grösste Vollkommenheit des Transportes anwenden.«[1])

Fast gleichzeitig waren Trevithick und Vivian in England mit dem Bau eines Dampfwagens für eine Eisenbahn beschäftigt. Im Jahre 1802 nahmen dieselben ein Patent auf die Anwendung der Hochdruckmaschine für Wagen, und zwei Jahre später 1804 führten sie diese Construction an einer Maschine aus, welche auf der Eisenbahn von Merthyr-Tydvil in Süd-Wales in Gang kam, nachdem sie zuerst dieselbe auf gewöhnlichen Strassen in Gang zu setzen versucht, aber dabei unüberwindliche Hindernisse gefunden hatten.

---

[1]) Hermann Köhler in der Einleitung der Uebersetzung von Wood's prakt. Handbuch der Eisenbahnkunde. Braunschweig 1839.

Die Locomotiv-Maschine von Trevithick und Vivian hatte nur einen horizontal liegenden Cylinder von 8 Zoll Durchmesser, mit 4 Fuss 6 Zoll Hub; die Uebertragung der Bewegung vom Kolben auf die Räder geschah vermittelst einer Kurbelstange und zweier Zahnräder. Diese Maschine soll einen Zug von 10 Tonnen auf eine Entfernung von 9 engl. Meilen und mit einer Geschwindigkeit von 5 engl. Meilen (etwas mehr als eine deutsche) in 1 Stunde, ohne dass man das im Kessel enthaltene Wasser zu erneuern brauchte, fortgeschafft haben.

Das grösste Hinderniss bei der Anwendung von Dampfwagen auf Eisenbahnen zu jener Zeit war der eingebildete Mangel von Adhäsion der Räder auf den Schienen.

Um diesen Mangel zu umgehen, erhielt Blenkinsop von dem Middleton-Kohlenbergwerke bei Leeds 1811 ein Patent auf die Anwendung einer Zahnstange, welche an einer der Schienen seitlich angegossen war, und in die die Zähne eines durch zwei Getriebe von der Maschine in Bewegung gesetzten Rades eingriffen, um so den Wagen fortzutreiben.

Mit solchen Maschinen können starke Steigungen überwunden werden. Zwölf Jahre lang wurden mit mehreren dieser Maschinen die Steinkohlen von den Middletongruben nach Leeds transportirt; als man aber später fand, dass die Adhäsion der Räder auf den Schienen zur Fortbewegung der Wagen hinreichend sei, liess man die Zahnstange weg. Ehe man sich jedoch hiervon überzeugte, verwendeten viele Ingenieure ihre Kräfte auf Ersatz dieses Mangels an Adhäsion.

Im Jahre 1812 nahmen Wilhelm und Eduard Chapmann ein Patent auf eine Vorrichtung zur Ortsveränderung der Dampfwagen. Sie bestand in einer in der Mitte des Schienenwegs auf dessen ganzer Länge angebrachten Kette, die einmal um ein mit Rinnen auf dem Felgenkranz versehenes und unter dem Mittelpunkt der Maschine angebrachtes Rad geschlungen war. Wenn dieses Rad durch die Maschine umgedreht wurde, rückte dieselbe, da die Kette nicht gleiten konnte, auf der Bahn fort. — Diese Einrichtung gab man bald auf, weil durch die Reibung der Kette ein ungeheurer Kraftverlust herbeigeführt wurde.

Im Jahre 1813 versuchte Brunton auf den Butterley-Eisenwerken die Ortsveränderung eines Dampfwagens ohne Hülfe der Adhäsion der Räder auf den Schienen mittelst eines Systems von zwei Krücken, die wie die Hufe eines Pferdes wirkten.

Bei dem mit einer solchen Maschine (die einen Kessel von 5 Fuss 6 Zoll Länge, 3 Fuss Durchmesser, Kolbenhub von 24 Zoll und ein Gewicht von 45 Ctr. hatte) angestellten Versuch, bewegte sie sich ungefähr mit einer Geschwindigkeit von $2^1/_2$ engl. Meilen in der Stunde vorwärts und entwickelte eine Kraft von ungefähr 6 Pferden. Ein Unfall, der sich an dem Kessel ereignete, verhinderte weitere Versuche anzustellen.

Um dieselbe Zeit unternahm Blackett auf der Wylam-Eisenbahn eine grosse Zahl von Versuchen in Betreff der wichtigen Frage, ob die Adhäsion der Räder von der Maschine auf den Schienen hinlänglich sei, um eine fortschreitende Bewegung der Maschine und der Transportwagen, welche sie ziehen soll, ohne die Hülfe einer andern Vorrichtung, zu bewirken, und fand, dass auf fast horizontalen oder nur gering steigenden Bahnen die Adhäsion der Räder allein hinreichend sei, um die Maschine bei jedem Wetter, wenn die Bahn nicht mit Schnee bedeckt ist, fortzutreiben.

Die erste auf der Wylam-Eisenbahn in Anwendung gekommene Locomotivmaschine hatte nur einen Cylinder und war mit einem Schwungrad versehen, um die unregelmässige Wirkung der Kurbel auszugleichen. Wenn indess die Maschine stillstand und die Kurbel und Kurbelstange sich in einer Linie befand, war der Kolben nicht im Stande die Kurbel zu drehen und die Maschine konnte nur mittelst Anwendung von Hebel an den Speichen des Schwungrads in Bewegung gesetzt werden; ausserdem wirkte die stossweise Bewegung des einfachen Cylinderkolbens sehr nachtheilig auf die Theile der Maschine und die Leistung war nur gering.

In der ersten Hälfte des Jahres 1814 baute Georg Stephenson eine Locomotive, die am 25. Juli desselben Jahres auf der Eisenbahn der Killingworth-Steinkohlen-Bergwerke zuerst in Gang gesetzt wurde. Die Maschine hatte zwei senkrecht stehende Cylinder von 8 Zoll Durchmesser und 2 Fuss Hub; der Kessel war

cylindrisch, 8 Fuss lang und 44 Zoll weit und eine 20 Zoll im Durchmesser haltende Feuerröhre ging durch den Kessel.

Die Kurbelstangen wirkten zunächst auf zwei Blindachsen mit Zahnrädern und hatten deren Kurbeln eine solche Stellung zu einander, dass, wenn die eine senkrecht stand oder eine Linie mit der Kurbelstange bildete, die andere eine horizontale Lage hatte oder rechtwinkelig zu ihr stand. Die Zahnräder griffen in zwei andere grössere auf den Achsen des Wagens und drehten dieselben nebst den darauf befestigten Rädern um.

Bei einem am 27. Juli 1814 auf einem mit Stuhlschienen belegten Stück der Killingworth-Eisenbahn (mit einer Steigung von 1 : 450) angestellten Versuch zog diese Locomotive, ausser ihrem eigenen Gewicht, acht beladene Wagen, die zusammen ungefähr 30 Tonnen wogen, mit einer Geschwindigkeit von 4 engl. Meilen in der Stunde. Durch die Anwendung von zwei Cylindern war die Wirkung der Maschine weit regelmässiger als bei einfachem Cylinder mit Schwungrad.

Man überzeugte sich bald, dass die Adhäsion der Räder auf den Schienen hinlänglich sei, um die Last fortziehen zu können. Im Anfang wurden auf der Hinterachse dieser Locomotive und auf der Vorderachse des Munitionswagens, der Kohlen und Wasser enthielt, Scheiben mit einer Rinne auf der Peripherie angebracht. Ueber dieselbe ging eine Kette ohne Ende, um die Adhäsion der Räder des Tenders auch noch mit zur Hülfe zu nehmen; allein später fand man, dass dies unnöthig sei und beseitigte daher wieder diese Vorrichtung.

Die Mittheilung der Bewegung der Kolben auf die Räder des Wagens mittelst Zahnräder verursachte ein grosses Geräusch und mitunter bedeutende Stösse, die besonders dann stark wurden, sobald die Radzähne abgenutzt waren und Spielraum zwischen ihnen entstand. Um dieses zu vermeiden nahmen Stephenson und Dodd am 28. Februar 1815 ein Patent auf eine Methode, die Maschinenkraft den Rädern ohne Hülfe von Zahnrädern unmittelbar mitzutheilen.

Es geschah dieses entweder mittelst einer endlosen Kette, welche über verzahnte Scheiben auf beiden Achsen geschlungen war oder mittelst Kuppelstangen, die ausserhalb an den zu verbindenden Rädern an den in rechten Winkeln versetzten Kurbeln einer Achse angebracht waren.

Ein grosses Hinderniss bei der Einführung dieser Locomotiven war ihre Schwere und die Leichtigkeit der damaligen Schienen; man suchte dies dadurch zu beseitigen, dass man die Last auf sechs Räder vertheilte.

Die nach dieser um das Jahr 1820 für die Killingworth-Eisenbahn von Georg Stephenson gebauten Locomotiven, die lange Zeit auf dieser Bahn in Gebrauch waren und zu damaliger Zeit als die besten ihrer Art galten, hatten folgende Einrichtung:

Der Kessel war cylindrisch und seine Enden bildeten Kugelschnitte; ein cylindrisches Rohr ging durch denselben und lag 2 Zoll von dem Boden des Kessels entfernt. An dem einen Ende dieses Rohrs war der Feuerheerd und das andere lief in den Schornstein aus. Der Rost, auf welchem die Feuerung ruhte, lag unter der Mitte des Rohrs und reichte ungefähr 4 Fuss in dasselbe hinein. An seinem hintern Ende ruhte der Rost auf einer kleinen Ziegelsteinmauer, die den Raum unter dem Rost hinten verschloss. Der Kessel ruhte auf einem hölzernen oder eisernen Gestell, welches durch Federn, zwei auf jeder Seite, getragen wurde. Die gusseisernen oder messingnen Lager, auf denen die Achsen der Maschine ruhten, waren 4 Zoll lang und gingen um den halben Umfang der Achsen; sie konnten in den Leitungen auf und nieder gleiten und die Wirkung der Federn wurde ihnen in der noch jetzt üblichen Weise durch einen Bolzen mitgetheilt. Die Cylinder standen senkrecht und zum Theil im Kessel, hatten gewöhnlich 9 Zoll im Durchmesser und waren inwendig mit Kupferblech gefüttert, und die Kolbenstangen gingen wie gewöhnlich

der Neigung der Cylinder befestigten Parallelleitungsschienen geführt wurde und woran die Kurbelstange gelenkartig angriff; das andere Ende der Kurbelstange griff ebenso an dem Kurbelzapfen der Vorderräder an. Auf letztere wirkten beide Cylinder und zwar so, dass die Kurbelzapfen dieser Triebachse im rechten Winkel zu einander standen und mit den andern ebenso gestellten Kurbelzapfen der Hinterräder durch die Kuppelstangen verkuppelt waren.

Der Kessel ruhte mit vier gusseisernen Säulen oder Röhren auf einem hölzernen Rahmen, der vermittelst 8 Federn mit den Achsbüchsen verbunden war. Die Steuerung wurde durch zwei excentrische auf der Vorderachse sitzende Scheiben (eine für jeden Cylinder) nebst Hebel und Stangen, welche Schiebventile bewegten, bewirkt. Der gewirkte Dampf entwich durch ein kupfernes Blasrohr in den Schornstein.

Als im Frühjahr 1829 die Liverpool-Manchester Eisenbahn soweit im Bau vorgeschritten war, dass sich die Directoren über die Bestimmung der darauf anzuwendenden bewegenden Kraft aussprechen mussten, waren sie nach den vorjährigen Untersuchungen der Eisenbahnen in den Grafschaften Northumberland und Durham zu dem Resultate gelangt, dass wegen des grossen Verkehrs auf der neuen Bahn Pferde nicht anzuwenden seien. Die Wahl stand daher zwischen Locomotiven und zwischen feststehenden Maschinen, und um entscheiden zu können, welche von den beiden bewegenden Kräften die zweckmässigste für die genannte Bahn sei, wurden die practischen Mechaniker Walker und Rastrick zu einer genauen Untersuchung der auf der Darlington- und Newcastle-Eisenbahn angewendeten Kräfte abgeschickt, welche darüber einen ausführlichen Bericht abstatteten. Obwohl sich nach demselben die Directoren der Liverpool-Manchester Bahn zu der Annahme des Locomotivsystems hinneigten, so konnten sie doch noch zu keinem entschiedenen Entschluss kommen, und da aus dem erwähnten Berichte hervorging, dass bei den Locomotiven noch viele Verbesserungen zu machen, und infolge der Parlamentsacte für die neue Bahn mehrere Bedingungen aufgestellt worden waren, so wurde ein Preis von 500 Pfd. St. (10000 Mark) für die beste Maschine dieser Art ausgesetzt.

Dieser Preis bildet eine Epoche in der Geschichte der Locomotiven, denn es sind durch die dadurch veranlasste Concurrenz mehrere sehr wichtige Verbesserungen herbeigeführt worden.

Die hauptsächlichsten Bedingungen, unter welchen die Prämie ertheilt werden sollte, waren: die Maschine sollte bei einem Gewicht von 8 Tonnen im Stande sein, auf einer gut construirten ebenen Bahn Tag für Tag einen Wagenzug mit einer Ladung von 20 Tonnen, mit Einschluss des Tenders, mit einer Geschwindigkeit von 10 engl. Meilen (16 Kilometer) in der Stunde zu ziehen, wobei der Druck des Dampfes in dem Kessel nicht mehr als 50 Pfund auf den Quadratzoll betragen durfte. — Die Maschine nebst Kessel mussten auf Federn und auf 6 Rädern ruhen und der Schornstein durfte nicht mehr als 15 Fuss von der Bahn hoch sein. — Das Gewicht der Maschine mit Wasser und Kohlen durfte höchstens 6 Tonnen betragen, einer leichtern Maschine sollte der Vorzug gegeben werden, wenn sie ein verhältnissmässiges Gewicht zöge. Wenn das Gewicht nicht 5 Tonnen überstiege, so brauchte die zu bewegende Last nur 15 Tonnen zu betragen, und in diesem Maass verhältnissmässig bei Maschinen von geringerm Gewicht. Bei solchen von $4^1/_2$ Tonnen und noch geringerm Gewicht brauchte dieselbe nur auf 4 Rädern zu ruhen. Kessel, Feuerröhren, Cylinder etc. mussten einem Wasserdruck von 150 Pfund auf den Quadratzoll unterworfen werden.

Am 8. October 1829 wurden die Versuche auf einer circa $1^3/_4$ engl. Meilen langen fast horizontalen Bahnstrecke eröffnet. Preisrichter waren Nic. Wood von Killingworth, J. U. Rastrick von Stourbridge und J. Kennedy von Manchester. Vier Maschinen bewarben sich um den Preis.

1) »The Sans Pareil« (die Unvergleichliche) von Timoth. Hackworth.

Der Kessel dieser Maschine wurde bereits im IV. Capitel, p. 212, beschrieben und durch eine Skizze erläutert.

Das Feuer wurde durch den in den Schornstein strömenden Dampf durch Ansaugen angefacht. Die Cylinder von 7 Zoll Durchmesser und 18 Zoll Hub standen senkrecht über den Hinterrädern und waren diese mit den Vorderrädern durch Kuppelstangen verbunden. Die Maschine wog 4 Tonnen 15 Centner und der dazu gehörige Tender mit Wasser und Cokes 3 Tonnen 6 Centner. Die Maschine hätte also nach den Bestimmungen des Preisausschreibens 6 Räder haben müssen, ebenso auch Tragfedern, die ganz fehlten.

2) »The Novelty« (die Neuigkeit) von Braithwaite und Erickson. Diese Maschine war nach einem ganz andern Princip eingerichtet, indem die Luft mittelst eines Gebläses in das Feuer getrieben wurde und die Maschine keinen besonderen Tender besass, sondern die Vorräthe an Wasser und Cokes selbst mitführte.

Auch von dieser Maschine wurde der Kessel im IV. Capitel, p. 212, durch eine Skizze erläutert und kurz beschrieben.

Die Maschine mit Wasser im Kessel wog 3 Tonnen 1 Centner und mit den Vorräthen von Wasser und Brennmaterial 3 Tonnen 16 Centner.

3) »The Rocket« (die Rakete) von Robt. Stephenson. Der eigenthümlichen Einrichtung des Dampferzeugers dieser berühmten Maschine verdanken wir die rasche Entwickelung der Locomotivmaschine und des ganzen Eisenbahnwesens. (Vergl. die Skizzen Fig. 3 und 4 auf p. 213.)

Die Cylinder waren zu beiden Seiten des Kessels angebracht, jeder wirkte nur auf ein Rad, hatte 8 Zoll Durchmesser und $16^1/_2$ Zoll Hub. Die Triebräder waren 4 Fuss $8^1/_2$ Zoll, die Laufräder 3 Fuss 3 Zoll hoch. Der gewirkte Dampf ging durch eine Ausblasröhre in den Schornstein und erzeugte durch das stossweise Eintreten den Zug des Feuers. Die directe Heizfläche des Feuerkastens betrug 20 Quadratfuss und die indirecte der Heizröhren 117,8 Quadratfuss; die Oberfläche des Rostes war = 6 Quadratfuss. Die Maschine wog 4 Tonnen 5 Centner und der dazu gehörige Tender 3 Tonnen 4 Centner. Man sieht, dass diese Maschine schon die wesentlichsten Einrichtungen unserer heutigen Locomotive besass.

4) »The Perseverance« (die Beharrlichkeit) von Burstall.

Diese Maschine hatte bei dem Transport nach Liverpool Schaden gelitten, entsprach mehreren Bedingungen des Preisausschreibens nicht, daher sie nicht zum Versuch zugelassen wurde.

Die Versuche gaben folgende Resultate:

Stephenson's Maschine »Rocket« zog ausser ihrem Tender zwei beladene Wagen von 9 Tonnen 11 Centner Gewicht bei 20 Fahrten auf der Versuchsbahnstrecke hin und zurück, im Ganzen auf eine Entfernung von 70 engl. Meilen, und legte mit dieser Last ein Maximum der Geschwindigkeit von 20 engl. Meilen, sowie eine mittlere Geschwindigkeit von 14 engl. Meilen in der Stunde zurück, wobei auf die engl. Meile $15^1/_2$ Pfund Cokes oder 11,7 Pfund für jeden Cubikfuss verdampftes Wasser verbraucht wurden.

Hackworth's Maschine »Sans Pareil« zog 3 beladene Wagen mit einem Gewicht von 10 Tonnen 19 Centner und einer Geschwindigkeit von ungefähr 15 engl. Meilen in der Stunde. Als sie 8 Fahrten hin und zurück oder im Ganzen 22$^1/_2$ Meilen zurückgelegt hatte, wurde der Versuch unterbrochen, weil die Speisepumpe schadhaft wurde und der Bleipfropf im Kessel schmolz. Dabei betrug der Cokesverbrauch ungefähr 692 Pfund in der Stunde oder 28,8 Pfund für jeden Cubikfuss verdampftes Wasser.

Die Maschine »Novelty« von Braithwaite und Erickson zog zwei beladene, 6 Tonnen 14 Centner wiegende Wagen einmal auf nur 3 engl. Meilen (als die Röhre, welche das Speisewasser dem Kessel zuführte, platzte) und ein zweites Mal auf nur 4$^1/_2$ engl. Meilen Entfernung, als die Verbindungen der Siederöhre im Kessel aufrissen und die Versuche nicht weiter fortgesetzt werden konnten; sie soll dabei eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 16 Meilen in der Stunde erlangt haben.

Der Preis wurde Stephenson's »Rocket«, welche allein allen Bedingungen entsprochen hatte, zuerkannt. Die durch diese Maschine erlangten Vortheile waren sehr bedeutend, indem sie, ungeachtet sie um fast 50 % leichter als die bisherigen besten Locomotiven war, dieselbe Ladung mit gleicher Geschwindigkeit zog, und dabei der Brennmaterialverbrauch um 40 % vermindert wurde. Der Hauptvortheil bestand aber unstreitig in der erhöhten verdampfenden Kraft der Maschine durch Anwendung vieler Röhren von geringem Durchmesser.[2] So hatte die »Rocket«, welche nur 4$^1/_4$ Tonnen wog, eine 3$^1/_2$mal grössere Heizfläche als die alten Maschinen, welche 7 Tonnen und mehr wogen, und da bekanntlich die Kraft der Locomotiven nur von ihrem Verdampfungsvermögen abhängt, so konnte dieselbe ausserordentlich gesteigert werden. Denn da Stephenson's »Rocket« im Gewicht beschränkt war, so bestand die Wirkung nicht in einer höhern Belastung bei einer grössern Geschwindigkeit, oder in einer grössern Leistung als bei den alten Maschinen; und da sich die Wirkung wie die Menge des in einer bestimmten Zeit verdampften Wassers verhält, die »Rocket« aber 18,24 Gallonen in der Stunde verdampfte, während die alten Maschinen 15,92 Gallonen verdampften, so war der Nutzeffect beider fast gleich. Da aber eine nur 4$^1/_4$ Tonnen wiegende Maschine dasselbe leistete, wie eine, deren Gewicht 7 Tonnen betrug, so war leicht einzusehen, dass wenn das Gewicht der ersteren erhöhet wurde, ihre Kraft mehr als verhältnissmässig vermehrt wurde; da das Gewicht dem Kessel und überhaupt denjenigen Maschinentheilen zugesetzt werden konnte, welche die Kraft der Maschine erzeugen, wogegen das Gewicht der Räder und mehrerer andern Theile nicht in demselben Verhältniss zuzunehmen braucht.

Wirklich finden wir, dass unmittelbar nach diesen Versuchen die Maschinen ein weit grösseres Gewicht und folglich auch eine grössere Kraft erhielten. Anfänglich geschah dies vielleicht nicht in der Ausdehnung, wie sie spätere Erfahrungen

---

[2] Diese Siederöhren soll Stephenson auf Veranlassung von Booth, Zahlmeister bei der Liverpool-Manchester Eisenbahn angewendet haben, wenn auch Seguin bereits im Jahre 1827 in Frankreich ein Patent auf einen Röhrenkessel von anderer Construction für Locomotiven genommen hat, so kam derselbe doch erst ein paar Jahre später zur Ausführung und auf der Lyoner Bahn in Betrieb. Bei dem Seguin'schen Röhrenkessel ist die Feuerbüchse unter dem Röhrenkessel angebracht, die Flamme umspült zunächst die untere äussere Fläche des Röhrenkessels und durchzieht hierauf die Röhren bei dem Rückgange nach dem am hinteren Ende sitzenden Schornstein. Die Verdampfungsversuche sollen mit diesem Kessel sehr günstig ausgefallen sein, der Kessel war jedoch zu complicirt und zu schwierig dicht zu halten.

für zulässig erkannten, allein die Wirkung dieser Versuche war die, dass die Liverpool-Manchester Bahn Fahrten mit einer Geschwindigkeit begann, welche weit über den noch so sanguinischen Hoffnungen der Freunde des Eisenbahnwesens standen. Diese Fahrten wurden damals mit einer Geschwindigkeit von 20 engl. Meilen in der Stunde ausgeführt und seitdem ist dieselbe auf das Dreifache erhöhet. Ebenso stieg man in der Vermehrung der Ladung.

Schon längst hatte man den abgehenden Dampf, wie wir bei den ersten Killingworth-Maschinen gesehen haben, in den Rauchfang geführt und dazu benutzt den Zug des Feuers zu befördern, die Wirkung war aber noch eine unvollkommene, indem dieses Dampfausströmrohr an der Mündung in den Schornstein nicht enger war. Hackworth soll bei seiner Concurrenzmaschine »Sans Pareil« zuerst die Wirkung des noch jetzt üblichen Blasrohrs durch eine Verengung der Austrittsöffnung in den Schornstein erlangt haben, weshalb diese Maschine anfangs auch einen bei weitem kräftigern Zug hatte, als die »Rocket« und die letztere erst nach einer ähnlichen kleinen Abänderung am Dampfausblasrohr die günstigsten Resultate lieferte.

§ 3. Zweite Epoche. (1830—1837.) — Mit R. Stephenson's Maschine »Rocket« nahm das ganze Eisenbahnwesen eine völlig veränderte Tendenz und Gestalt an und erreichte nach und nach seine gegenwärtige Bedeutsamkeit. Durch die dieser Maschine gewordene Preisertheilung wurde R. Stephenson mit dem Bau sämmtlicher Maschinen, die auf der Liverpool-Manchester Bahn zuerst laufen sollten, beauftragt. Die Zahl derselben war sehr bedeutend und wie vorauszusehen war, konnte eine Fabrikation in den Händen eines Stephenson nicht stationär bleiben. So kam es denn auch, dass mit Beibehaltung des Princips eine Verbesserung der andern folgte und dass die Erfahrung diese Fortschritte rechtfertigte.

Im Jahre 1830 baute R. Stephenson noch eine Anzahl vierrädriger Locomotiven für die obige Bahn, welche die 5 Fuss grossen Triebräder wie bei der »Rocket« nach vorn und die 2 Fuss 8 Zoll grossen Laufräder hinter der Feuerbüchse unter dem Stehplatze des Maschinisten hatten, die 10—11 Zoll weiten Cylinder lagen zu beiden Seiten des Feuerkastens nur sehr wenig geneigt, fast horizontal. Der äussere Feuerkasten hatte schon die noch jetzt allgemein übliche Einrichtung und ragte über den cylindrischen Kessel hinaus, ebenso waren diese Maschinen schon mit einem besondern Rauchkasten und Schornstein, wie dieselben gegenwärtig noch gefertigt werden, versehen. Die cylindrischen Kessel derselben hatten eine Länge von 6 Fuss bis 6 Fuss 6 Zoll und einen Durchmesser von 2 Fuss 9 Zoll bis 3 Fuss und waren mit circa 90 Heizröhren von 2 Zoll Durchmesser oder circa 130 von $1^5/_8$ Zoll Durchmesser versehen. Bei einer dieser Maschinen (»Northumbrian«) von 6 Tonnen 3 Centner Gewicht versuchte Stephenson den abgehenden Dampf unter den Rost des Feuers treten zu lassen, um wie bei dem Erickson'schen Expansionssysteme dadurch die Verbrennung des Brennmaterials zu begünstigen.

Braithwaite und Erickson bauten nach dem System der »Novelty« 1830 noch zwei Maschinen (»William IV« und »Adelaide«) für die Liverpool-Manchester Bahn, die nur 5 Tonnen wogen und ca. 60 Tonnen in 1 Stunde 10 engl. Meilen weit gezogen haben sollen. Das System hat sich indess nicht als dauerhaft und solid genug bewährt.

Eduard Bury in Birmingham baute ebenfalls im Jahre 1830 die erste Maschine (»Liver«) mit Kurbelachse und horizontal liegenden Cylindern, sowie ganz schmiedeeisernen Rahmen für die Liverpool-Manchester Bahn. Dieselbe hatte jedoch nur 11 Zoll weite Cylinder und 16 Zoll Hub, einen Kessel von 6 Fuss 6 Zoll Länge und 3 Fuss Durchmesser mit 97 Heizröhren.

Am 7. September 1830 nahmen Ch. B. Vignoles und J. Erickson in England ein Patent auf eine Locomotivmaschine zum Betriebe geneigter Ebenen. Dabei sollte die Bahn in der Mitte zwischen den beiden Laufschienen noch eine dritte s. g. Reibungsschiene enthalten. Diese letztere sollte aus einer flachen hochkant stehenden Schiene bestehen, an jeder Seite derselben eine horizontal angebrachte Rolle oder kleines Rad angreifen und das eine dieser horizontalen Räder entweder vermittelst conischer Räder durch die Triebachse der gewöhnlichen Locomotive oder durch einen besondern Dampfcylinder in Bewegung gesetzt werden; das andere horizontale Rad sollte frei um seine Achse laufen und konnte durch einen langen Hebel vom Stehplatz des Maschinisten aus gegen die mittlere Reibungsschiene gepresst werden.

Diese Idee hat später (1851) C. Krauss (Director der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft) für den Betrieb der Semmering-Bahn in Vorschlag gebracht[3]), während der Ingenieur Fell dieses System zuerst bei der Mont-Cenis-Ueberschienung (1865) in Anwendung brachte.

Die von R. Stephenson in den Jahren 1831 und 1832 erbauten Locomotiven waren alle nur vierrädrig und zwar meist mit Kurbelachse und horizontal in der Rauchkammer liegenden Cylindern construirt. Bei den ersten derartigen Maschinen war der Rahmen noch fast ganz von Holz mit von beiden Seiten angeschraubten Achsenhalterblechen, auch die Räder waren noch von Holz und hatten schmiedeeiserne Radreifen. Die Rauchkammer hatte vorn noch keine Thüre, sondern nur einen die Rohrmündungen umschliessenden ovalen mit Schrauben befestigten Deckel. Der Cylinderdurchmesser dieser gewöhnlich 6—8 Tonnen schweren Maschinen betrug meist 11 und 12 Zoll, und der Kolbenhub 16—18 Zoll. Die Steuerung geschah vermittelst zwei losen auf der Triebachse sitzenden Excentriks und zwei vor der Rauchkammer und hinter der Feuerkammer liegenden Steuerwellen, deren Hebel durch doppelte Stangen verkuppelt waren.

N. Wood wandte das Stephenson'sche Röhrenkesselsystem auch bei den Killingworth-Maschinen auf eine sehr einfache Weise an, indem er den Kessel mit einer cylindrischen Feuerbüchse versah und von dieser aus 27 Heizröhren nach dem Rauchkammerende gehen liess, ähnlich wie jetzt die Locomobilekessel gebaut werden, und erhöhte dadurch die Verdampfungskraft dieser Maschinen bedeutend.

Im Jahre 1833 erkannte R. Stephenson, dass durch die Anwendung einer bedeutend grössern Heizoberfläche der Locomotivkessel eine minder intensive Feuerung nöthig habe, um die erforderliche Dampfmenge zu erzeugen; ferner, dass dadurch die Feuerbüchsen weniger nothleiden, die Blasrohrmündung erweitert werden könne, und infolge dessen der so hinderliche Gegendruck auf die Kolben vermindert werde. Da jedoch die Anwendung grösserer Kessel bei den bis dahin nur durch 4 Räder unterstützten Maschinen nicht möglich war, indem die damals angewandten leichten Schienen eher eine Verminderung der Last erforderte als eine Erhöhung derselben zuliessen, so brachte Stephenson hinter dem Feuerkasten noch ein drittes kleines Räderpaar an, und gab demselben einen Theil der Last. Zugleich liess Stephenson bei den Triebrädern dieser sechsrädrigen Maschinen die Spurkränze weg, um das Bewegen durch die Curven zu erleichtern und die an den Kurbelachsen der vierrädrigen Maschinen (durch das Anschlagen der Spurkränze an die Leitschienen von den Ausweichstellen) so häufig vorgekommenen Brüche zu vermindern. Hierauf sowie

[3]) Diese Maschine ist im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 8. Jahrg. (1853) abgebildet und daselbst auf p. 1—10 ausfürlich beschrieben.

ihrer Oeffnung und ihres Wiederzufallens beständig ihre dichtende Fläche, und fremde Körper kommen dadurch immer wieder aus dem Bereiche der aufeinanderschliessenden Flächen des Ventils und seines Sitzes, während die Pumpen früher allgemein mit conischen Ventilen versehen waren, die sich häufig feststeckten und versagten. —

Bisher galt William Norris in Philadelphia allgemein als der Erfinder des s. g. amerikanischen Locomotiven-Systems, diesem müssen wir indess entgegensetzen, dass wir zuerst im Juli 1836 (s. American Railroad Journal) der Norris'schen Locomotive Erwähnung gethan fanden, auch ist es bekannt, dass R. Stephenson bereits 1835 für denBau der London-Birmingham-Eisenbahn eine Maschine mit beweglichem Vordergestell und aussenliegenden Cylindern baute, sowie auch bereits 1834 nach diesem System verschiedene Maschinen auf nordamerikanische Eisenbahnen geliefert hatte. Soviel ist jedoch sicher, dass W. Norris das System der Maschinen mit beweglichem Vordergestell und geraden Triebachsen sehr ausgebildet und durch verschiedene zweckmässige Einrichtungen und Vereinfachungen sehr in Aufnahme gebracht hat. —

Auf der breitspurigen Great Western-Bahn liess deren Erbauer Brunel, um bei vergrösserter Schnelligkeit der Züge die Kolbengeschwindigkeit zu vermindern, die Locomotiven mit Triebrädern von 7 bis 8 Fuss Durchmesser versehen; die von R. Stephenson gebauten Maschinen der Art hatten 16 Zoll Cylinderdurchmesser und 16 Zoll Hub. Dieselben hatten ferner 7 Fuss grosse Triebräder, 167 Heizröhren von $1^5/_8$ Zoll Weite und eine Gesammtheizfläche von 674 Quadratfuss; es konnten mit diesen Maschinen schon damals (1837) die Züge auf dieser Bahn mit einer Geschwindigkeit von 30—36 engl. Meilen die Stunde befördert werden.

Da so hohe Räder aber sehr schwierig anzufertigen und wenig dauerhaft waren, so construirte T. E. Harrison, Ingenieur der Stanhope-Tyne-Eisenbahn, eine von R. und W. Hawthorn für die Great Western-Bahn 1837 gebaute Maschine, [5]) bei der die Geschwindigkeit der Triebräder durch Zahnräder um das Dreifache vermehrt wurde, so dass sie, da sie 6 Fuss im Durchmesser hatten, gleich Rädern von 18 Fuss Durchmesser wirkten. Dabei stand der Kessel und der Apparat zur Dampferzeugung auf einem Wagen für sich, die Cylinder und die Maschinerie zum Betriebe der Locomotive auf einem andern, von denen jeder von vier Rädern getragen wurde. Ausserdem wurde der Feuerkasten in zwei Theile getheilt und hatte eine directe Heizfläche von 108 Quadratfuss, der 44 Zoll weite Kessel enthielt 135 Heizröhren von $1^5/_8$ Zoll Durchmesser und 8,7 Fuss Länge, der Durchmesser der Cylinder betrug 16 Zoll und der Kolbenhub 20 Zoll. —

Eine andere Maschine dieser Art, ebenfalls von R. und W. Hawthorn für die Great Western-Bahn erbaut, katte keine Zahnräder, sondern ein Paar 10 Fuss hohe Triebräder. — Dieses System der auf zwei Wagen vertheilten Locomotive mit den grossen Triebrädern wurde nicht weiter verfolgt, da es sich nicht bewährte, indem die Triebräder, obgleich sie noch mit den hintern Rädern des Maschinenwagens verkuppelt, nicht hinlänglich belastet waren. Dagegen verdanken wir diesen Constructionen eine andere sehr sinnreiche und noch jetzt vielfach bei Locomotivmaschinen angewandte Einrichtung, nämlich die metallene Wasserleitung mit Kugelgelenken und Stopfbüchsen, zwischen Locomotive und Tender, welche der ganz ähnlichen gelenkartigen Rohrverbindung, die Hawthorn, ebenfalls nach Harrison's Angabe, bei den Dampfein- und Ausgangsröhren wegen der Beweglichkeit zwischen dem Kessel- und Maschinenwagen bei diesen Locomotiven ausgeführt hatte, entnommen war.

Um dieselbe Zeit bauten Gillingham und Winans in Baltimore eine 11 Tonnen schwere Locomotivmaschine, deren Kessel 5 Fuss im Durchmesser hielt und aufrecht in der Mitte des Gestells stand und circa 400 Röhren enthielt. Die $12^1/_2$ Zoll weiten Dampfcylinder lagen horizontal an den Seiten des einen Endes desselben und die Kolbenstangen wirkten mit 22 Zoll Hub am entgegengesetzten Ende durch Kurbeln auf eine Welle, in deren Mitte ein grösseres gezahntes Rad sass. Dieses setzte durch ein Getriebe, welches in der Anzahl der Zähne zum eingreifenden Rade im Verhältnisse wie 26 zu 53 stand, eine zweite darunter liegende Welle in Bewegung, die durch Kurbeln und Kuppelstangen mit den Laufrädern der Maschine von 3 Fuss Durchmesser verbunden war. An der obern

---

[5]) Harrison nahm auf dieselbe unterm 21. December 1836 in England ein Patent.

gekeilten Kurbeln verkuppelt. Die Steuerung dieser Maschine wandte Stephenson bis zum Jahre 1841 fast allgemein an.

Vor der Eröffnung der London-Birmingham-Eisenbahn im Jahre 1837 projectirte Dr. Church zu Birmingham die erste vierrädrige Tenderlocomotive mit Röhrenkessel[6]) und führte dieselbe auch wirklich aus.

Die 6 Fuss $2^1/_2$ Zoll grossen Triebräder lagen vorn unter dem cylindrischen Kessel und die dreifüssigen Laufräder hinter der Feuerbüchse unter der Fussplatte; die $11^1/_4$ Zoll weiten Cylinder hatten 24 Zoll Hub und lagen horizontal unter der Fussplatte. Sie war mit Kolbenschieber versehen, die durch Excentriks bewegt wurden. Der Kessel enthielt 81 zwei Zoll weite, $7^1/_2$ Fuss lange Heizröhren, die Feuerbüchse hatte 3 Fuss auf 2 Fuss 3 Zoll Weite und 3 Fuss Höhe. Die Wasserkasten waren ausserhalb der Räder an dem äussern Rahmen angebracht. Das Gewicht der belasteten Maschine betrug 14 Tonnen, wovon 9 auf die Triebräder und 5 auf die Laufräder kamen; sie zog öfters Züge von 100 Tonnen und legte zuweilen 12 engl. Meilen in 12 Minuten zurück, was für damalige Zeit eine ausserordentliche Geschwindigkeit war.

Im Jahre 1837 nahm auch John Melling in Liverpool ein Patent auf eine Steuerung für Locomotiven ohne excentrische Scheiben, die bei einer Maschine der Liverpool-Manchester Bahn in Anwendung kam.

Dasselbe Patent umfasste noch verschiedene andere Einrichtungen, so namentlich die Kuppelung der Locomotivräder von ungleichem Durchmesser durch Frictionsrollen, die durch kleine Dampfkolben angedrückt wurden; ferner die Anbringung von Spritzröhren unmittelbar über den Schienen vor den Rädern der Locomotive, um vermittelst eines Dampfstrahls Schnee, Glatteis von den Schienen zu entfernen. Diese letztern Vorrichtungen wurden zwar versuchsweise ausgeführt, haben aber weiter keine Nachahmer gefunden.

§ 4. Dritte Epoche. (1838—1842.) — Mit der raschen Verbreitung der Eisenbahnen in England, Nordamerika und auf dem Continente, sowie bei den Bestrebungen, dem neuen Verkehrsmittel jede Art von Transport zuzuwenden, trat immer mehr das Bedürfniss zu kräftigern Locomotiven hervor. Die damaligen Constructeure glaubten indess in der bisherigen engen Spur der Bahnen von 4 Fuss $8^1/_2$ Zoll engl. ein unübersteigliches Hinderniss für die Erlangung einer grössern Heizfläche als 450 bis 500 Quadratfuss der Locomotiven zu finden und viele empfahlen daher, nachdem bereits die Great Western-Bahn mit 7 Fuss Spurweite ausgeführt war, eine mittlere Spurweite von 5—6 Fuss als für die zweckmässige Construction der Locomotiven durchaus nöthig. Viele Bahnen in Irland, England, Holland und Baden wurden mit einer solchen abweichenden Spurweite damals begonnen und ausgeführt, und hatten später durch ihre isolirte Lage und durch die Unmöglichkeit des directen Uebergangs von Wagen der breitspurigen Bahnen auf die in grösserer Anzahl vorhandenen engspurigen, diese Abweichung zu bereuen. Zwischen den Ingenieuren der eng- und weitspurigen Bahnen entstand ein Wettkampf, der zur Folge hatte, dass die erstern hinsichtlich der Mächtigkeit und Schnelligkeit der Locomotiven keineswegs gegen die letztern zurückblieben. Diese Resultate konnten jedoch erst nach und nach erlangt werden, und wie dies erfolgte, soll nachfolgend mit den übrigen Verbesserungen in chronologischer Folge berichtet werden.

---

[6]) Bekanntlich war Braithwaite & Erickson's Maschine »Novelty«, die 1827 zur Concurrenz auf die Liverpool-Manchester Bahn kam, auch eine Art Tendermaschine aber ohne Röhrenkessel, auch waren die verschiedenen auf gewöhnlichen Landstrassen versuchten Dampfwagen mit Räumen für Wasser und Brennmaterial versehen.

Peel & Williams auf den Soho-Eisenwerken bauten 1839 eine Locomotive für die Liverpool-Manchester Bahn mit einer eigenthümlichen Steuerung. Es waren nämlich keine Excentriks an ihr vorhanden, sondern an deren Stelle waren auf der Kurbelwelle zwei Stirnräder angebracht, welche zwei andere Räder von gleichem Durchmesser trieben. Diese letzteren befanden sich unmittelbar über ersteren und liefen in einem Rahmen, der von der Kurbelwelle getragen wurde, so dass die Entfernung zwischen ihren Mittelpunkten immer ein und dieselbe blieb, und durch die Bewegung der Maschine auf ihren Federn keine Veränderung erlitt. Diese Räder waren an einer kurzen Welle, an deren beiden Enden sich ein kleiner Krummzapfen befand, aufgezogen; und diese Krummzapfen dienten zur Bewegung einer Verbindungsstange, die an der Schieberstange angebracht war. Die Leistungen dieser Maschine sollen sehr günstig gewesen sein.

Die Gebrüder R. & W. Hawthorn, welche den Locomotivbau durch viele sinnreiche Constructionen gefördert haben, haben ums Jahr 1839 mehrere Locomotiven, unter andern für die Eisenbahn von Paris nach Versailles (linkes Ufer) ebenfalls ohne alle excentrische Scheiben gebaut. Diese Steuerung war eine höchst sinnreiche Verbesserung der Melling'schen Steuerung und hatte sowohl beim Vorwärts- als Rückwärtsgang Voreilen.

Im Jahre 1839 war Clapeyron auf der Eisenbahn von Paris nach St. Germain bemüht, zuerst die fixe Expansion bei Locomotiven anzuwenden, und erreichte durch die Stellung der Excentriks auf der Achse, durch das Voreilen und die breitern Ränder des Schiebers so viel, dass er während des dritten Theils des Kolbenlaufs, ja sogar während $^5/_{12}$ desselben mit Expansion fahren und bedeutend an Dampf und Brennmaterial gespart werden konnte. Zugleich suchte Clapeyron die gewöhnliche Steuerung mit festen Excentriks zu vereinfachen, indem er die Welle zum Wechseln der Bewegung concentrisch mit den Naben der beiden Steuerhebel legte.

Cavé in Paris hat bei seiner ums Jahr 1840 für die Versailler Bahn gebauten ersten Locomotive eine Steuerung mit zwei festen Excentriks angebracht, die sich durch ihre Einfachheit auszeichnet und mit der von Carmichael zuerst vorgeschlagenen Steuerung grosse Aehnlichkeit hat.

Bis dahin legte man immer die Schieberflächen horizontal, Pauwels in Lille war der Erste, welcher im Jahre 1840 bei der Maschine (»la ville de Turcoing«) die Schieberflächen vertical legte und dadurch den wichtigsten Schritt zur Vereinfachung der Steuerung that.

R. Stephenson liess bei seiner ersten 1841 gebauten Maschine mit directer Bewegung und verticalen Schiebern statt die Excenterstangen in Gabeln wie bei der Pauwels'schen Maschine endigen zu lassen, eine doppelte Gabel an der Schieberstange anbringen, und die beiden Excenterstangen trugen die Zapfen und waren ausserdem durch ein Gelenk verbunden. Diese Einrichtung bildete den Uebergang zur Erfindung der Stephenson'schen Bogensteuerung und erlaubte den Gabeln eine grosse Weite und Höhe zu geben, was den Eingriff der Stangen erleichtert und mehr sichert.

Der belgische Ingenieur De Ridder brachte im Jahre 1840 auf der schmalspurigen (1 Meter breiten) Eisenbahn von Antwerpen nach Gent kleine Tenderlocomotiven zur Anwendung, welche vieles Eigenthümliche hatten, unter andern, dass der durch die Ventile entweichende oder beim Stationiren überflüssige Dampf in den Tender überströmte und zum Vorwärmen des Speisewassers benutzt wurde; diese s. g. Wärmröhren sind seit der Zeit fast bei allen Locomotiven eingeführt. — Ausserdem lagen bei dieser Maschine die Cylinder und die ganze Steuerung dicht beim Maschinisten und alle Theile waren auch bei der Fahrt zugänglich.

Am 28. Mai 1840 nahm D. Gooch in England ein Patent auf die Verfertigung und Anwendung von verstählten Radreifen bei Locomotiven, und so schwer es anfangs

hielt, wegen der Schwierigkeit der Fabrikation denselben Eingang zu verschaffen, wird die Methode verstählter Radreifen in neuerer Zeit, namentlich seit Erfindung des Bessemerstahls, allgemein angewandt.

John Condie zu Dalry liess sich bereits im Jahre 1840 in England ein Patent auf verschiedene Methoden, die Belastung der Trieb- und andern Räder von sechsrädrigen Locomotiven nur mittelst zwei Tragfedern und verschiedener Hebel von ungleicher Länge der Arme in entsprechender Weise vorzunehmen, geben.

Der bis jetzt noch vielfach angewandte Apparat zur Verhinderung des Funkensprühens bei den durch Holzfeuerung betriebenen Locomotiven wurde im Jahre 1841 von dem Ingenieur Ludw. Klein in Wien (später Baudirector bei den Württembergischen Staatsbahnen) nach amerikanischen Mustern construirt und besteht in einem an der Spitze des Schornsteins angebrachten Zellenrade, durch welches die Funken ihren Weg nehmen müssen, und seitlich in eine aus einem doppelten Conus bestehende weite Blechhülle abgeleitet werden, ohne die Dampferzeugung merklich zu stören.

Bis zum Jahre 1841 waren die vierrädrigen Locomotiven in England noch sehr verbreitet, indem die London-Birmingham-, Eastern-Counties-, Midland-Counties-, North-Union-, Lancaster-Preston-, Manchester-, Bolton und Bury-Eisenbahn ausschliesslich vierrädrige Locomotiven anwendeten. Durch das schreckliche von einer vierrädrigen Maschine mit äusserem Rahmen auf der Paris-Versailler Eisenbahn im Mai 1842 veranlasste Unglück kamen die Maschinen mit vier Rädern indess immer mehr in Abnahme und wurden selbst in vielen Staaten verboten.

Die meisten und besten vierrädrigen Locomotiven bauten Bury Curtis & Kennedy in Liverpool — und zwar alle mit inneren Rahmen, deren Erfinder E. Bury ist — nicht nur Personenzugmaschinen mit zwölfzölligen Cylindern, 5 Fuss sechszölligen Triebrädern und vierfüssigen Laufrädern, sondern auch Güterzugmaschinen mit innern nach vorn geneigt liegenden dreizehnzölligen Cylindern, die auf eine vor der Feuerbüchse liegende Kurbelachse wirkten, die 5 Fuss grossen Triebräder waren mit den Vorderrädern ausserhalb durch Kuppelstangen verkuppelt; die Feuerbüchsen waren rund und hatten halbkugelförmige Dampfkuppeln. Diese Maschinen hatten ein Gewicht von $10^1/_2$—12 Tonnen, eine Heizfläche von 380—420 Quadratfuss und verdampften circa 75—80 Cubikfuss Wasser in der Stunde.

Im Jahre 1842 wurde auch auf der Liverpool-Manchester Bahn eine Locomotive mit einer rotirenden Maschine von Rowley probirt. Eine alte vierrädrige Maschine (Mars) war vorn noch mit einem dritten Räderpaar versehen, über dem der rotirende Cylinder lag; die quer durchgehende Welle war mit einer Achse verkuppelt, welche vor den Triebrädern lag und in der Mitte ein Stirnrad trug, das in ein auf der Triebachse sitzendes Getriebe eingriff. Die Proben sollen nicht ganz ungünstig ausgefallen sein und wurde dabei eine Geschwindigkeit von 37 engl. Meilen in der Stunde erreicht.

Von grosser Bedeutung für die Förderung des Locomotivbaues war die schon früher vor sich gegangene Emancipirung Nordamerikas von den englischen Systemen. Es sagte sich nämlich von den Fesseln der britischen Grundsätze rücksichtlich der Steigungs- und Krümmungsverhältnisse los, und was noch besser, bildete sich seinen schon im Jahr 1832 begonnenen Locomotivbau zu einem den unvermeidlichen Steigungs- und Krümmungsverhältnissen seiner Bahnen anpassenden Systeme aus und brachte es darin so weit, dass schon im Jahre 1837 achtzig inländische Locomotiven auf amerikanischen Bahnen liefen, die Einfuhr englischer Locomotiven aufhörte und im Jahre 1839 selbst nordamerikanische Locomotiven nach England und zwar auf die Birmingham-Gloucester Bahn kamen.

Die amerikanischen oder nach amerikanischer Art erbauten Locomotiven unterschieden sich damals von den englischen hauptsächlich darin, dass der Kessel mit seinem vordern

Theile mittelst eines Zapfens auf einem um denselben beweglichen vierrädrigen Truckgestelle ruht, welches sich leicht nach den Bahnkrümmungen stellt und den Gang der Maschine durch dieselben erleichtert; dass die Triebräder oft weniger, selten aber mehr als 4 Fuss im Durchmesser hatten und hinten an der Maschine unmittelbar bei dem Feuerkasten sich befanden, wodurch nahezu zwei Drittel des Totalgewichtes der Maschine für die Adhäsion wirksam gemacht wurde; ferner dass die Cylinder ausserhalb des Rauchkastens in geneigter Richtung zu der Triebachse lagen. Der Ursprung dieses Systems ist zwar, wie wir oben bewiesen, in England zu suchen, es wurde indess in Nordamerika durch Norris, Baldwin, Withney, Eastwick und Harrison besonders ausgebildet und mit solchen amerikanischen Maschinen Gebirgsbahnen in Betrieb gesetzt, welche man früher nur mit stehenden Maschinen oder Pferden zu betreiben für möglich hielt. Unter andern wurde der Betrieb der schiefen Ebene der Birmingham-Gloucester Bahn bei Bomosgrove, Lickey-Incline mit einer Steigung von 1 : 37, welche für eine Seilebene angelegt war, im Jahre 1840 mit sechsrädrigen Locomotiven aus der Norris'schen Fabrik in Philadelphia eröffnet. Die Dimensionen und die Leistungen dieser Locomotiven waren folgende: Durchmesser der Cylinder $12^1/_2$ Zoll; Kolbenhub 20 Zoll; zwei Triebräder mit 4 Fuss Durchmesser; vier Laufräder an einem drehbaren Untergestelle mit $2^1/_2$ Fuss Durchmesser; Dampfdruck 5 Atmosphären; Gewicht der Locomotive $12^1/_2$ Tonnen, des Tenders 8 Tonnen. Die bei dem gewöhnlichen Dienste von einer Locomotive gezogene Bruttolast betrug 24 Tonnen mit der Geschwindigkeit von 12 bis 14 engl. Meilen per Stunde. —

Im Jahre 1842 war auf der nordamerikanischen Boston-Albany-Eisenbahn die achträdrige Locomotive »Albany« ebenfalls aus der Fabrik von Norris in Philadelphia in Thätigkeit. Dieselbe hatte eine gesammte Heizfläche von 390 Quadratfuss; Cylinder von $12^1/_2$ Zoll Durchmesser und 18 Zoll Kolbenhub; vier gekuppelte Triebräder mit 3 Fuss 4 Zoll Durchmesser und vier Laufräder mit $2^1/_2$ Fuss Durchmesser an einem beweglichen Untergestell; das Gewicht von $13^1/_2$ Tonnen, wovon 20,200 Pfund auf die Triebräder entfielen; arbeitete mit einem Dampfdruck von 75 Pfund auf den Quadratzoll und zog auf der Steigung von 1 : 65 die Bruttolast von 80 Tonnen (ohne Tender) mit der Geschwindigkeit von 11 engl. Meilen per Stunde.

Baldwin und Vail in Philadelphia bauten im Jahr 1842 eine Lastzugmaschine mit eigenthümlicher Kuppelung. Die Maschine hatte aussenliegende Cylinder von 13 Zoll Weite und 16 Zoll Hub, sowie sechs Räder, wovon vier ein bewegliches Vordergestell bildeten, 33 Zoll im Durchmesser hatten und ungeachtet der Beweglichkeit ihrer Achsen und ihres kleinern Durchmessers mit den hinter der Feuerbüchse liegenden grössern Triebrädern von 44 Zoll Durchmesser vermittelst äusserer Kuppelstangen und Zahnräder derart verbunden waren, dass die dem ganzen Gewicht der Locomotive zustehende Adhäsion in Wirksamkeit trat, ohne die nöthige Beweglichkeit in den Curven zu verlieren.

Bei der breitspurigen Great Western-Bahn in England finden wir schon im Jahre 1838 Maschinen von 680 Quadratfuss Heizfläche, obgleich die cylindrischen Kessel nur eine Länge von 8 Fuss 8 Zoll, aber einen Durchmesser von 4 Fuss hatten. Die Triebräder dieser Maschine hatten einen Durchmesser von 7—8 Fuss, der Kolbendurchmesser betrug 16 Zoll und deren Hub 16—20 Zoll.

Das Bedürfniss nach noch kräftigern Maschinen glaubte man damals bei der gewöhnlichen engern Spur, wobei der cylindrische Kessel nicht über 3 Fuss 9 Zoll weit gemacht werden konnte, nur durch eine Verlängerung dieses Kessels und der Heizröhren erlangen zu können, da bei der geringen Grösse der Drehscheiben und andern Betriebseinrichtungen der Radstand nicht vergrössert werden konnte, mussten bei diesen langen Kesseln die sämmtlichen Räder zwischen Rauch- und Feuerkasten angebracht werden. So entstand Anfangs 1842 R. Stephenson's s. g. Patentmaschine mit 12 Fuss langem cylindrischem Kessel und 10 Fuss 3 Zoll Radstand

er der Cylinderöffnung gegenüber eine andere Oeffnung von gleicher Weite. Auf diesem Schieber gleiten auf eine eigenthümliche Weise zwei massive Prismen oder Platten, welche die Oeffnungen des ersten Schiebers bedecken können und dieselben bei einem gewissen Punkte des Kolbenlaufs wirklich schliessen, um die Einführung einer neuen Quantität Dampf zu unterbrechen und auf diese Weise den bereits eingetretenen Dampf durch seine Expansionskraft arbeiten zu lassen. Der Maschinist kann vermittelst Zahnrad, einer endlosen Kette und einer Stange mit dem Getriebe, welche zu seinem Standorte führt, die Spindel, welche mit rechten und linken Schraubengängen versehen, in eine drehende Bewegung versetzen und dadurch die Prismen einander nähern oder entfernen. Sie verschliessen die Oeffnungen um so viel später als sie weniger voneinander entfernt sind; und so umgekehrt; man kann selbst, wenn sie nebeneinander sitzen, vollständig die Expansion verhindern. Hierdurch ist die Expansion in den weitesten Grenzen veränderlich, sie kann in dem Verhältniss von 5 zu 1 stattfinden und der Nutzeffect von 7 auf 11 vermehrt werden.

Dieses System der veränderlichen Expansion bietet theoretisch vor denjenigen von Cabry und Stephenson den Vortheil, dass die äussern Oeffnungen dem austretenden Dampf stets dieselben Durchschnitte darbieten, sei auch der Bruchtheil des Kolbenlaufs, während dessen die Expansion stattfindet, welche sie wolle. Bei allen Graden der Expansion bleibt das Voreilen gleich, ebenso die Zusammenpressung und die Zurückdrängung des gewirkten Dampfes constant.

Die veränderliche Expansionssteuerung von Gonzenbach wurde am 18. Februar 1843 in Frankreich patentirt.

Der gewöhnliche Schieber hat so viel äusseres Ueberdecken und Voreilen, als zu einer fixen Expansion erforderlich ist und wird auf die bisherige Weise vermittelst eines Hebels und der Excenterstangen für den Vorwärts- und für den Rückwärtsgang in Bewegung gesetzt. Statt des Deckels für den Kasten des Schiebers ist ein besonderer Kasten mit Stopfbüchse und zwei Oeffnungen im Boden für den Expansionsschieber aufgeschraubt. Die Schieberstange dieser letzteren steht vermittelst einer Gelenkstange mit dem oberen geschlitzten Ende eines zweiarmigen Hebels in Verbindung, der in der Mitte seinen Drehpunkt hat; der untere Hebelarm trägt einen Drehzapfen, welcher von einer zweiten, der ersten entgegengesetzten Gabel der rückwärtigen Excenterstange umfasst wird, wenn die vorwärtsarbeitende Excenterstange mit dem gewöhnlichen Steuerhebel in Verbindung steht. Die beiden Gabeln der rückwärtigen Excenterstange sind nun zu gleicher Zeit im Eingriff; wenn man rückwärts fährt, ist die Gabel für den Expansionsschieber ausser Eingriff und der letztere steht still. Es folgt hieraus, dass die veränderliche Expansion nicht für den Rückwärtsgang angewandt werden kann, was nur ein geringer Uebelstand ist. Die Grade der Expansion werden durch die Stellung der Expansionsschieber-Gelenkstange in dem geschlitzten Steuerhebel bestimmt, zu dem Ende kann der Führer mittelst eines besondern Handhebels und der nöthigen Verbindungsstangen den Angriffspunkt der Gelenkstange in dem Schlitz mehr oder weniger heben und senken.

Von dem Maschinenfabrikant Egells in Berlin wurde im Jahre 1843 eine veränderliche Expansionssteuerung mit sechs Excentriks ausgeführt, die bei zwölf Personenzugmaschinen der Oesterreichischen Staatsbahn in Anwendung kam, anfangs sehr vortheilhaft arbeitete, aber wegen der Complicirtheit und schwieriger Instandhaltung derselben, sowie wegen der vermehrten Reibung von sechs excentrischen Scheiben bald wieder beseitigt wurde und keine weitere Verbreitung gefunden hat.[7])

Zu derselben Zeit entstanden in England ebenfalls eine grosse Anzahl von veränderlichen Expansionssteuerungen, namentlich von Crampton, Fenton,

[7]) Diese Steuerung ist abgebildet und beschrieben in Heusinger v. Waldegg und Clauss, Locomotivmaschine p. XXXIII.

Nasmyth, Hawthorn, die sich jedoch ebenfalls nicht praktisch bewährt haben und nach kurzer Anwendung wieder sämmtlich verschwunden sind. Dagegen hat die verbesserte Coulissensteuerung von Gooch (Vorstand des Maschinenwesens der Great Western-Bahn), welche im IX. Capitel § 19 ausführlich behandelt wurde, allen Anforderungen des Betriebes bis heute entsprochen.

Diese Steuerung datirt auch vom Jahre 1843 her und bietet namentlich im Vergleich mit der Stephenson'schen Coulissensteuerung (welche bekanntlich bei den verschiedenen Stellungen auch verschiedenes Voreilen giebt, was von schädlichem Einfluss auf die Dampfwirkung ist), den Vortheil, dass das Voreilen für alle Expansionsgrade constant ist, auch wird an verticalem Raum für die Bewegung der Coulisse unter dem Kessel gespart.

Auch die 1844 patentirte veränderliche Expansionssteuerung von A. Borsig in Berlin mit Doppelschieber[8], welche auf deutschen Bahnen grosse Verbreitung gefunden, hat sich bis in die neueste Zeit behauptet.

Am 25. August 1846 wurden dem Ingenieur F. K. Crampton in England verschiedene sinnreiche Verbesserungen patentirt, welche vom grössten Einfluss auf die Sicherheit der Eilzüge zu sein schienen, und die mit dem lebhaftesten und allgemeinsten Interesse aufgenommen wurden. Nach Crampton's Construction wurden nämlich die Triebräder, statt wie bisher gewöhnlich vor der Feuerbüchse (in der Mitte), hinter die Feuerbüchse gelegt und gleichzeitig ihr Durchmesser beträchtlich vergrössert. Hierdurch wurde vor Allem möglich, den Schwerpunkt der ganzen Maschine erheblich tiefer zu legen, damit den Stabilitätsbedingungen der Bewegung entsprochen und gleichzeitig ein rascherer Fortlauf erreicht. Diese Verbesserungen hatten mehrere andere im Gefolge, wohin namentlich der grössere Radstand mit schwach belasteter Mittelachse und die grössere Länge der Kurbelstange gehören. Besonders sinnreich ist eine später von Crampton angegebene Modification seines Systemes, indem er durch eine unbelastete, durch innenliegende Cylinder in Bewegung gesetzte, sogenannte Blindachse die Vortheile einer Kurbelachse ohne deren Nachtheile erreichte.

Die Crampton-Maschinen erlangten sehr rasch, namentlich auf französischen Eisenbahnen, eine grosse Verbreitung, sind aber in neuerer Zeit wieder ziemlich verschwunden, da sich die Lastvertheilung auf Vorder-, Mittel- und Triebachse nicht vortheilhaft vornehmen lässt; die Belastung der Triebachse bleibt unter allen Umständen eine beschränkte, so dass man öfter als bei andern Maschinen zum Sandstreuen seine Zuflucht nehmen muss, um die erforderliche Adhäsion zu erzeugen. Ferner wirkt die grosse Belastung der Vorderachse bei schneller Fahrt sehr nachtheilig auf den Oberbau der Bahn.

In diesen Zeitraum fallen auch die wesentlichen Verbesserungen und sinnreichen Details, welche die zahlreichen in den vierziger Jahren von der Maschinenfabrik Sharp & Roberts (später Sharp Brothers) in Manchester gebauten Locomotiven aufzuweisen hatten.

Eigenthümlich war der aussenliegende, in der Mitte gebogene Gestellrahmen, dessen Zweck war, die Achshalter der Laufräder nicht länger als die der Triebräder machen zu müssen und dadurch die Stabilität des Baues zu erhöhen. Ferner gehörte Roberts zu den Ersten, welche die Vortheile richtig angeordneter Gegengewichte an den Triebrädern der Locomotive erkannten und ausführten. Alsdann ist der veränderte Ort des Domes bei diesen

[8]) Gleichfalls abgebildet und beschrieben in Heusinger v. Waldegg und Clauss. Locomotivmaschine, p. XXXIV.

Locomotiven zu erwähnen, der nicht (wie bei Stephenson) unmittelbar über dem Feuerkasten, sondern in grösster Entfernung von demselben, nahe dem Rauchkasten placirt ward, wodurch man den Vortheil erreichte, dass eine geringere Menge (unverdampftes) Wasser in die Dampfcylinder mit übergeführt wurde. Ausserdem waren die Kurbelstangen (s. Cap. XI, § 21) und eine Menge anderer Maschinentheile abweichend von den bisherigen Formen, sehr richtig und solide construirt und musterhaft ausgeführt.

Die vom Verfasser dieses Capitels zuerst construirte veränderliche Expansionssteuerung mit nur einem Excentrik, bei welcher das zweite Excenter durch eine Verbindung mit dem Kreuzkopf ersetzt wird (vergl. IX. Cap., § 22), kam zuerst im Jahr 1849 bei einer kleinen Tendermaschine zur Anwendung. Die Vortheile dieser Steuerung (bestehend in dem constanten Voreilen bei den verschiedenen Expansionsgraden sowohl bei Vorwärts- als Rückwärtsgang, in verminderten Reibungsflächen, in einfacherer und billigerer Herstellung und der Möglichkeit die Steuerung bei sehr geringer Ausladung ganz ausserhalb anbringen zu können), sind erst in neuerer Zeit erkannt, und kommt dieselbe daher in den letzten Jahren immer mehr in Anwendung.

Ingenieur Walschaert in Brüssel hat diese Steuerung fast gleichzeitig und selbstständig in etwas abweichender Form construirt und bei vielen hundert in Belgien ausgeführten Locomotiven seit längerer Zeit in Anwendung gebracht.

Auf dem Continente trat der Locomotivbau durch die Anlage der Semmeringbahn in ein neues Stadium, welches für die Ausbildung der Gebirgslocomotive von besonderer Wichtigkeit war und in einiger Beziehung mit der Zeit vor Eröffnung der Liverpool-Manchester Bahn verglichen werden kann, als dort über die Transportweise entschieden werden sollte.

Als nämlich im Jahre 1849 der Bau der letzten und schwierigsten Gebirgsstrecke der Eisenbahn von Wien nach Laibach und Triest der Vollendung nahte und das Semmeringgebirge zwischen Gloggnitz und Mürzzuschlag sehr grosse Schwierigkeiten entgegensetzte, handelte es sich darum, den Locomotivbetrieb auf der Semmeringbahnstrecke mit Steigungen von $^1/_{40}$—$^1/_{45}$ auf 34372 Meter Gesammtlänge und zahlreichen Curven von nur 284 m Radius einzurichten. Es wurde zu dem Ende im März 1850 eine Preisconcurrenz in dem Betrage von 20000 Stück Ducaten ausgeschrieben und in dem Programme verlangt, dass die Preismaschine bei gewöhnlichen günstigen Witterungsverhältnissen über die Steigungen von $^1/_{40}$, jene mit den ungünstigen Krümmungsverhältnissen nicht ausgenommen, im Stande sein müsse, eine Bruttolast von wenigstens 2500 Centner Gewicht (ausschliesslich des etwaigen mit Wasser und Brennstoff gefüllten Tenders) regelmässig fortzuschaffen, und zwar mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 14,2 Kilometer per Stunde.

Für drei andere der Preislocomotive zunächst stehende Maschinen hatte man als Preise erhöhte Ankaufssummen, beziehungsweise von 10000, 7000 und 6000 Ducaten festgesetzt. Schon das folgende Jahr 1851 war zur Entscheidung der Preisconcurrenz bestimmt und wurden die Versuche im August 1851 vorgenommen; als Preisrichter fungirten unter dem Vorsitze des k. k. Hofraths Ritter von Burg unter andern: der Maschinendirector Kirchweger aus Hannover, der Generaldirectionsrath Exter aus München und der k. k. techn. Rath Ritter von Engerth aus Wien. Vier Maschinen wurden zur Concurrenz zugelasen:

1. Die Locomotive »Bavaria« (von Maffei in München) mit zwei Aussencylindern von $19^1/_4$ Zoll Durchmesser und 29 Zoll Hub. Maschine mit acht Rädern und Tender mit vier Rädern von 3 Fuss 4 Zoll Durchmesser, durch Kettenkuppelung verkuppelt.

2. »Wiener-Neustadt« (von Günther in W.-Neustadt) mit vier Aussencylindern von $12^1/_2$ Zoll Durchmesser, 24 Zoll Hub. Zwei vierrädrige Maschinen unter einem Kessel (Tendermaschine).

3. »Seraing« (von Cockerill in Seraing). Vier Insidecylinder von $15^1/_2$ Zoll Durchmesser und 17 Zoll Hub. Zwei mit ihren Feuerkasten verbundene Locomotiven. Vier Räderpaare von 3 Fuss 3 Zoll Durchmesser, je 2 Paar im beweglichen Untergestelle.

4. »Vindobona« (von der Wien-Gloggnitzer Maschinenfabrik). Zwei Aussencylinder von $16^1/_2$ Zoll Durchmesser und 22 Zoll Hub. Vier Paar durch Stangen gekuppelte Räder

von 4 Fuss Durchmesser, drei Paar zwischen Dampfcylinder und Feuerkasten, ein Paar hinter dem letztern.

Die Maschine »Bavaria« erhielt den ersten, »W.-Neustadt« den zweiten, »Seraing« den dritten und »Vindobona« den vierten Preis.

§ 6. Fünfte Epoche. (1852—1880.) — Eine nähere Prüfung aller der bei der Semmering-Concurrenz probirten Maschinen führte leider zu der Befürchtung, dass keine derselben dauernd einem regelmässigen Betriebe auf der so schwierigen Bahn genügen würde, indem sie alle theils mit bereits bekannten, theils mit gewagten oder doch nicht gehörig erprobten Constructionen versehen waren.

Nach den stattgehabten Probefahrten wurden von vielen Ingenieuren noch manche mitunter sehr sinnreiche Constructionen für Semmering-Locomotiven projectirt und der Oesterreichischen Regierung eingesandt.

Wir führen in dieser Beziehung nur an:

a. das Project des Maschinendirectors Kirchweger in Hannover, welches im Wesentlichen die Idee zu der spätern Construction des Locomotivsystems Fink (vergl. § 27 des XVII. Capitels) gab;

b. das Project des Oberingenieurs C. Krauss in Hannover, welche Construction bei der Mont-Cenis-Ueberschienung von dem Ingenieur Fell fast vollständig benutzt wurde (vergl. 5. Bd. IV. Capitel, 2. Abtheil.) und

c. das Project des Verfassers dieses Capitels, bestehend aus zwei einfachen vierrädrigen mit den hintern Enden zusammengekuppelten Locomotiven, den sogenannten Zwillingsmaschinen, welche wir später bei dem Betriebe der geneigten Ebene von Giovi in der Turin-Genua-Bahn wiederfinden (vergl. § 31 des XVII. Capitels).

Ausserdem finden wir auch in der Semmering-Concurrenz-Maschine »Wiener-Neustadt« im Wesentlichen das in neuester Zeit aufgetretene »System Meyer« (vergl. § 35 des XVII. Capitels) und in der Preislocomotive »Seraing« das seit 10 Jahren so viel besprochene »Fairlie-System« fast vollständig vertreten (vergl. § 36 des XVII. Capitels).

Mit Recht wird daher die Semmering-Preis-Concurrenz als ein wichtiger Abschnitt in der Geschichte der Locomotive betrachtet.

Nachdem damals die sämmtlichen Projecte für die Semmering-Eisenbahnstrecke nicht als geeignet erkannt worden waren, versuchte nunmehr der k. k. Hofrath Ritter von Engerth das Entwerfen einer geeigneten Berglocomotive, bei welcher nur bereits erprobte Constructionen, wenn auch in anderer Combination zur Anwendung kommen sollten. So entstanden (1853) die Tender-Lastzug-Locomotiven (System Engerth), welche im § 26 des XVII. Capitels ausführlich besprochen und abgebildet wurden, anfangs als das Nonplusultra der Gebirgslocomotiven hingestellt wurden, sich aber nicht als solche bewährt haben.

Unter den praktisch gewordenen Neuigkeiten im Constructionsgebiete der Locomotiven verdient ganz besonders die 1856 entstandene Coulissensteuerung des Maschinenmeisters Allan in Perth (Schottland) erwähnt zu werden. (Vergl. § 21 des IX. Capitels.)

Um die Herstellung und Reparatur der Coulissen möglichst leicht bewirken zu können, hat sie Allan geradlinig gemacht; sie ist gleichsam als eine Combination der Stephenson'schen und Gooch'schen Coulisse zu betrachten. Mit der Stephenson'schen Coulisse hat die Allan'sche die Veränderlichkeit des Voreilens, jedoch in geringerem Maasse, gemein.

Als ein in der Geschichte der Locomotive nicht unwichtiges Eregniss ist die im Jahre 1858 erfolgte Erfindung des Giffard'schen Injectors (der Dampfstrahlpumpen)

zu betrachten, als Ersatz oder zur Ergänzung der sonst gebräuchlichen Kolbenpumpen, um dem Kessel in einfachster Weise auch dann noch das erforderliche Speisewasser zuzuführen, wenn die Locomotive für kürzere oder längere Zeit zum Stillstande gezwungen ist. (Vergl. Capitel VI, B. § 12 und 13.)

Wesentliche Verbesserungen und Vereinfachungen dieser Apparate wurden in der neuesten Zeit durch Sellers, Dülken, Krauss, Schau, Webb, Friedmann und Körting (vergl. § 19, 20, 22, 23, 24, 26 und 27 des VI. Capitels B) angebracht.

Vom Jahre 1858 datirt auch das englische Patent des Amerikaners Levi Bissel auf einen verbesserten zweirädrigen Truck, wobei der Drehbolzen nicht unmittelbar über der Mitte des beweglichen Untergestelles unter der Rauchkiste, sondern etwas hinter dem Trucke, rückwärts unter dem Kessel angebracht ist. (Vergl. § 21 des XVII. Capitels.)

In der Mitte der fünfziger Jahre begannen auch die ersten Versuche zur Einführung der Steinkohlen als Brennmaterial statt der Cokes. Vor der Eröffnung der Liverpool-Manchester Bahn wurden zwar auf den wenigen mit Dampfkraft betriebenen englischen Eisenbahnen allgemein Steinkohlen als Heizmaterial bei den Locomotiven verwandt, 1830 kamen aber Cokes allgemein zur Verwendung, um den unangenehmen starken Rauch möglichst zu verhindern. Mit der Ausdehnung der Eisenbahnen waren jedoch die erforderlichen Massen Cokes immer schwieriger und kostspieliger zu beschaffen; durch Einführung der Steinkohlenfeuerung konnte eine Kostenersparniss von 30 bis 50 Procent eintreten. Der wichtigste Grund des nur langsamen Ueberganges zur Steinkohlenfeuerung war aber die Entwickelung des für die Reisenden und das Dienstpersonal so lästigen dicken Rauches. Daher beginnen auch schon mit den ersten Versuchen, Steinkohlen als Heizmaterial der neueren Locomotiven zu verwenden, die Bemühungen, sogenannte Rauchverzehrungs-Einrichtungen zu construiren.

Zuerst entstanden die Etagen- und Treppenrostanordnungen, welche Marsilly und Chobrinski bereits 1851 bei den Locomotiven der Französischen Nordbahn einführten (vergl. p. 257 und 342), dann die Rauchverbrennungsapparate von Beattie (1855), von Clark (1858), von Cudworth, Thierry, Tenbrink, Stösger, Behne-Kool etc., worüber im V. Capitel, § 6—9, ausführlich berichtet wurde.

In dem Anfange der sechziger Jahre entstanden auch bei den Bestrebungen, die Stabilität der Locomotiven zu erhöhen, die Locomotivsysteme von Hall (vergl. p. 817 u. 1033) und Haswell, oder die Duplexmaschine (vergl. § 3 des XVI. Cap.).

Unter den minder wichtigen, aber dennoch bemerkenswerthen Constructionen bei den Locomotiven, ist ferner Ramsbottom's Vorrichtung zum Selbstfüllen der Tender anzuführen (vergl. § 10 des XV. Capitels), welche 1860 zuerst auftauchte.

Als Auswüchse des Maschinenbaues oder als Ungeheuerlichkeiten sind die in den anfangs sechziger Jahren von Gouin in Paris gebauten Petiet'schen Tenderlocomotiven mit vier Cylindern und sechs Kuppelachsen, sowie die von Köchlin in Mülhausen gebauten Lastzugmaschinen mit vier Kuppelachsen und einem Gesammtgewicht von 70 Tonnen zu bezeichnen.

Im Jahre 1865 wurden von Le Chatelier die ersten Versuche mit dessen Contredampf-Apparaten auf der Spanischen Nordbahn ausgeführt, welche seitdem auf fast allen Bahnen mit längeren Steigungen mit dem günstigsten Erfolg eingeführt wurden. (Vergl. § 7 des XIII. Capitels.)

Von dieser Zeit datirt auch die Einführung der Umsteuerungsapparate mittelst Schrauben, welche in sehr verschiedenartiger Construction von Stephenson,

Belpaire, Maw, Alexander, Volkmar etc. (vergl. § 25 des IX. Capitels) in Anwendung kamen und jetzt schon sehr verbreitet sind.

Im Jahre 1870 begann der Bau der Rigibahn mit Steigungen von 25 %, welche mit dem günstigsten Erfolge mit Locomotiven nach dem System Riggenbach (mittelst Zahnstangen) betrieben wird (vergl. V. Band, IV. Capitel, 1. Abtheil.) und seitdem auf verschiedenen Gebirgsstrecken insbesondere bei Aussichtsbahnen mit Erfolg Nachahmung gefunden hat.

Auch das Locomotivsystem Wetli wurde 1874 auf der Bahn von Wädensweil nach Maria-Einsiedeln versucht (vergl. V. Band, IV. Capitel, 3. Abtheil.), scheint aber nach dem Unfall am 2. November 1876 keine weitere Verbreitung zu finden.

In neuerer Zeit haben auch die continuirlichen Bremsen nach verschiedenen Systemen, namentlich die mechanische Bremse von Heberlein (zuerst 1872), die Luftdruckbremsen von Westinghouse (1875) und Steel (1877), die Vacuumbremsen von Smith (1878), Hardy (1880) und Sanders (1881) vielfach Verwendung bei Locomotiven gefunden, da die vermehrte Geschwindigkeit der Eilzüge schnell und kräftig wirkende Bremsen verlangt. (Vergl. das XIII. Capitel.)

Die grosse Verbreitung, welche die Strassenbahnen in den letzten Jahren, namentlich in Italien und in den Niederlanden, gefunden, sind zum grossen Theil den günstigen Erfolgen des Locomotivbetriebes auf diesen Bahnen zuzuschreiben, welche die zweckmässigen Constructionen der Locomotivfabriken von Krauss & Co. in München, der Schweizerischen Locomotivfabrik in Winterthur und Henschel & Sohn in Cassel geliefert haben. Insbesondere ist in dieser Beziehung die epochemachende Preisconcurrenz, welche im April und Mai 1881 auf der Ringbahn zu Arnheim stattfand, und wobei die Tramway-Locomotive von Krauss & Co. in München den ersten Preis errang und die zweckmässigen Einrichtungen der Winterthurer Tramway-Locomotiven anerkannt wurden, zu erwähnen.

Das gegenwärtige Bestreben der Locomotivconstructeure ist weniger auf das Erfinden neuer Locomotivtheile und Systeme gerichtet, als auf zweckentsprechende und möglichst zuverlässige Detailconstructionen, indem es das Interesse jeder Eisenbahnverwaltung dringend erheischt, die bedeutenden für die Unterhaltung der Locomotiven nothwendigen Kosten durch sorgfältige Wahl der Materialien und durch bewährte einheitliche Constructionen möglichst herabzuziehen.

§ 7. Statistik der Locomotiven. — Im Jahre 1880 umfasste das deutsche Eisenbahnnetz 33646,0 Kilometer und waren darauf 10849 Locomotiven im Betriebe: auf 1 Kilometer Bahnlänge kamen daher durchschnittlich 0,32 Locomotiven.

Je nach den Betriebsverhältnissen ist bei den einzelnen Bahnen die Verhältnisszahl der Locomotiven sehr verschieden; es kommen 1 Locomotive bei der Bergisch-Märkischen Bahn auf 1,7 Kilometer Bahnlänge, bei der Köln-Mindener auf 1,8 Kilometer, bei der Niederschlesisch-Märkischen Bahn auf 1,9 Kilometer, bei der Hannoverschen Staatsbahn auf 2,1 Kilometer, bei der Oberschlesischen auf 2,6 Kilometer, bei der Sächsischen Staatsbahn auf 2,7 Kilometer, bei der Badischen Bahn auf 3,0 Kilometer, bei der Preussischen Ostbahn auf 3,4 Kilometer, bei der Bayerischen Staatsbahn auf 4,1 Kilometer, bei der Württembergischen Bahn auf 4,5 Kilometer.

In Oesterreich und Ungarn hatte das Eisenbahnnetz im Jahre 1880 eine Länge von 18379,0 Kilometer erlangt, und waren darauf 3486 Locomotiven im Betriebe; es kamen daher im Durchschnitte auf 1 Kilometer Bahnlänge 0,19 Locomotive. Bei den einzelnen Bahnen kommen 1 Locomotive: bei der Kaiser Ferdinands-Nordbahn auf 2,1 Kilometer Bahnlänge, bei der Oesterreichischen Staatsbahn auf 3,4 Kilometer.

bei der Galizischen Karl Ludwigs-Bahn auf 3,6 Kilometer, bei der Aussig-Teplitzer Bahn auf 3,7 Kilometer, bei der Oesterreichischen Südbahn auf 3,9 Kilometer, bei der Kaiserin Elisabeth-Bahn auf 4,3 Kilometer, bei der Buschtěhrader Bahn auf 4,4 Kilometer, bei der Oesterreichischen Nordwest-Bahn auf 6,0 Kilometer, bei der Alföld-Fiumaner auf 10,3 Kilometer, bei der Ungarischen Nordost-Bahn auf 10,7 Kilometer und bei der Istrianer Staatsbahn auf 17,8 Kilometer Bahnlänge.[9])

Im Durchschnitt werden bei den sämmtlichen europäischen Bahnen auf 5 Kilometer Länge und bei den Bahnen in den übrigen Welttheilen auf 10 Kilometer Länge 1 Locomotive gerechnet werden können.

Die folgende Tabelle weist die Ausdehnung des Eisenbahnnetzes und die nach vorstehendem Durchschnittsverhältniss berechnete Zahl der darauf in Betrieb befindlichen Locomotiven in den einzelnen Ländern Europas und in den verschiedenen Welttheilen von 5 zu 5 Jahren steigend von 1840 bis 1880 nach.

Länge der Eisenbahnen in Kilometern.

	1840	1845	1850	1855	1860	1865	1870	1875	1880
Deutschland	449	2143	5856	7826	11089	13900	18667	27956	34947
Oesterreich	426	1058	2214	2829	5161	6397	9762	17367	18892
Grossbritannien	1349	4082	10655	13414	16790	21386	24370	26870	29672
Frankreich	427	870	2996	5529	9431	13577	17602	21587	25915
Belgien	334	577	854	1333	1706	2250	2997	3479	4112
Niederlande	17	156	179	314	388	865	1597	1627	2057
Schweiz	—	—	28	212	1097	1340	1448	2080	2571
Italien	8	128	426	912	1800	3982	6175	7688	8713
Spanien	—	—	28	443	1649	4761	5295	5796	7794
Portugal	—	—	—	36	67	700	700	1033	1200
Dänemark	—	—	30	30	111	419	764	1260	1360
Schweden	—	—	—	37	531	1302	1734	3967	5761
Norwegen	—	—	—	68	68	278	368	499	1059
Russland	27	144	500	1044	1590	3926	11243	18836	22626
Europäische Türkei	—	—	—	—	66	66	290	1536	1536
Rumänien	—	—	—	—	—	—	708	1233	1245
Griechenland	—	—	—	—	—	—	10	12	12
Europa	3037	9158	23766	34027	51544	75149	103744	142807	169672
Asien	—	—	—	251	1397	5568	8132	12302	17267
Afrika	—	—	—	—	446	837	1773	2379	4099
Amerika	5534	8262	14256	33837	53235	62735	96398	133914	167678
Australien	—	—	—	33	264	825	1812	2820	6043
Totalsumme	8571	17420	38022	68148	106886	145114	211859	294222	364759
Zahl der Locomotiven	1160	2657	6178	10217	15842	22025	31598	42702	53442

[9]) Dem »Engineering« 1882 entnehmen wir nachstehenden Vergleich über die Anzahl der Locomotiven einzelner englischer und nordamerikanischer Bahnen mit der Länge der von denselben betriebenen Strecken.

So besitzt in England

die Great Western-Bahn	2147 Locomotiven	mit 2494	Kilometer Bahn in Betrieb
- London und North-Western-Bahn	2182 -	- 2831	- - - -
- Midland-Bahn	1716 -	- 2542	- - - -
- North-Eastern-Bahn	1490 -	- 2194	- - - -
- Great Northern-Bahn	601 -	- 1060	- - - -

In Amerika

die Pennsylvania-Bahn	627 Locomotiven	mit 1802	Kilometer Bahn in Betrieb
- New-York-Central- u. Hudson-River-Bahn	639 -	- 1637	- - - -
- New-York und New-Haven-Bahn	97 -	- 325	- - - -
- Chicago, Burlington u. Quincy-Bahn	441 -	- 4460	- - - -

Gloggnitzer Eisenbahn-Gesellschaft ihre erste Locomotive (mit vierrädrigem Truckgestelle) von Norris in Philadelphia.

Nach diesen Mustern wurden die ersten Locomotiven in Oesterreich gebaut und zwar in der Reparatur-Werkstätte der Nordbahn unter der Leitung des Ingenieurs Baillie nach Stephenson'schem Modell, welche Maschine, die »Patria« genannt, bereits 1840 dem Betriebe übergeben wurde. Von Seite der Kaiser Ferdinands-Nordbahn blieb indess der Bau von Locomotiven bis in die neuere Zeit auf dies eine Exemplar beschränkt.

---

a. Dagegen wurden in demselben Jahre (1840) in der Maschinenfabrik der Wien-Gloggnitzer Eisenbahn-Gesellschaft in Wien, unter Leitung ihres Directors Haswell vier Locomotiven (genannt »Wien, Hietzing, Schönbrunn und Belvedere«) nach Norris'schem Modell fertig geliefert, denen mehrere Maschinen desselben Systems folgten. Bis zum Jahre 1854 sind aus derselben Fabrik 291 Stück Locomotiven und 2412 Waggons hervorgegangen. Im Jahre 1855 wurde dieses Etablissement von der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft übernommen und im Jahre 1857 bedeutend erweitert. Von Anfang 1855 bis Ende 1872 konnten 951 Locomotiven geliefert werden, worunter im Jahre 1870 die tausendste Locomotive war, 1882 wurde die Zahl 1650 erreicht.

b. Mit der grössten Energie und dem glänzendsten Erfolge wurde der Locomotivbau von A. Borsig in Berlin erfasst und weitergeführt. Die erste Locomotive dieser Fabrik kam am 24. Juli 1841 auf der Berlin-Anhalter Bahn in Betrieb. Im Allgemeinen nach dem amerikanischen Trucksysteme gebaut, unterschied sich diese Maschine durch mehrere verbesserte Detailconstructionen und besonders dadurch, dass man hinter der Feuerkiste noch ein Paar Laufräder angebracht hatte, so dass die ganze Maschine überhaupt auf acht Rädern lief. Später baute diese Fabrik mehr nach englischen Mustern, womit sich aber auch der Locomotivbau derartig zur Specialität der Anstalt ausbildete, dass schon 1846 die hundertste, 1858 die tausendste, 1867 die zweitausendste und 1873 die dreitausendste Locomotive aus diesem Etablissement hervorging und sie jetzt die bedeutendste Locomotivfabrik in Europa ist.

c. Im Jahre 1841 baute Maffei in seinem Eisenwerke Hirschau bei München die erste Locomotive »Der Münchener« (nach englischem Muster), worauf 1851 die Preislocomotive »Bavaria« für die Semmeringbahn, 1866 die sechshundertste und 1874 die tausendste Locomotive folgte; bis zum Jahre 1882 wurden circa 1450 Locomotiven dort gebaut.

d. In demselben Jahre 1841 begann Emil Kessler in Karlsruhe den Bau der ersten Locomotive genau nach einem englischen Vorbilde von Sharp & Roberts für die Badische Staatsbahn, 1848, als circa 200 Locomotiven von E. Kessler vollendet waren, wurde die Fabrik unter der Firma »Karlsruher Maschinenfabrik« von einer Actiengesellschaft übernommen, welche 1852 dieselbe an die jetzige Gesellschaft, deren Hauptbetheiligte die Badische Staatsregierung ist, abtrat. Anfangs 1873 waren 750 und 1882 1000 Locomotiven abgeliefert.

e. Im Jahre 1844 entwickelte sich aus einer kleinen 1842 gegründeten Maschinenfabrik unter der Firma Prevenhuber, Günther und Armbruster in Wiener-Neustadt eine Locomotivbau-Anstalt, welche noch in demselben Jahre die ersten Locomotiven nach amerikanischen Mustern für österreichische (Süd- und Nord-) Bahnen lieferte. Bereits im folgenden Jahre 1845, zur Zeit der dritten allgemeinen

Bredow bei Stettin begann im Jahre 1859 Locomotiven zu bauen und hatte 1868 die 100., sowie zur Wiener Ausstellung die 500. Locomotive vollendet. Bis 1882 war die Zahl der gelieferten Locomotiven auf 870 gestiegen.

m. L. Schwartzkopff in Berlin begann den Locomotivbau 1867 und hat 1871 sein Etablissement in eine Actiengesellschaft verwandelt. Bis anfangs 1873 waren bereits 475 und bis 1882 circa 1200 Locomotiven abgeliefert.

n. Krauss & Comp. in München, im Jahre 1866 für den Locomotivbau gegründet, lieferte vorzugsweise vierrädrige Tendermaschinen eigenthümlichen Systems, 1871 bereits die 100. und 1873 die 300., 1875 die 500. und anfangs 1882 die 1000. Locomotive. 1872 wurde die Filiale in Sendling bei München und im Jahre 1880 die zweite Filiale in Linz a. d. Donau errichtet.

o. Die Unionsgiesserei in Königsberg begann den Locomotivbau bereits 1856 und lieferte bis 1875 circa 150, sowie bis 1882 circa 200 Locomotiven.

p. Aus Schichau's Maschinenfabrik in Elbing gingen von 1860 bis 1870 etwa 40 Locomotiven hervor; im Jahre 1875 war die Zahl auf 180 und 1882 auf 375 gestiegen.

q. Mit der Annexion von Elsass-Lothringen kamen die »Vereinigten Maschinenfabriken in Mülhausen und Graffenstaden im Elsass an Deutschland. Erstere, von André Köchlin gegründet, baut seit dem Jahre 1853 mit bedeutendem Erfolg Locomotiven, die meist auf französischen, italienischen und schweizerischen Eisenbahnen laufen. Letztere, von J. Fr. Messmer gegründet, begann den Locomotivbau im Jahre 1862. Seit 1872 sind beide Fabriken in eine gemeinsame Actiengesellschaft unter obiger Firma übergegangen, 1879 errichtete die Gesellschaft eine Filiale in Belfort (Frankreich). Dieses Etablissement lieferte auf die Wiener Weltausstellung die 2236. Locomotive; im Jahre 1882 war die Gesammtzahl der gelieferten Locomotiven auf 2700 gestiegen.

r. Die Wiener Locomotivfabrik-Actiengesellschaft in Florisdorf bei Wien wurde 1871 gegründet, lieferte das erste Jahr bereits 60 Locomotiven, hat 1875 etwa die Zahl von 230 und 1882 circa 530 erreicht.

s. Die Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Darmstadt liefert seit 1869 einfache Tendermaschinen zum Rangirdienst und für Bauunternehmer. Auf der Wiener Ausstellung waren die Nummern 50 und 51 vertreten, bis zum Jahre 1880 war die Zahl 100 erreicht, und seit der Zeit scheint der Locomotivbau dort aufgegeben zu sein.

t. Die Maschinenfabrik zu Zorge am Harz lieferte bereits 1843—45 3 Locomotiven auf die Braunschweigischen und 3 Locomotiven auf die Hannoverschen Staatsbahnen, liess dann fast 30 Jahre den Bau von Locomotiven ruhen und 1872, als diese Fabrik mit dem Hüttenwerke zu Rübeland vereinigt an eine Actiengesellschaft unter der Firma »Harzer Werke zu Rübeland und Zorge« übergegangen, nahm sie den Locomotivbau wieder auf und liefert namentlich kleinere Locomotiven für Hüttenwerke, zum Rangiren und für Bauunternehmer. Bis anfangs 1875 hatte dies Etablissement circa 35 und bis 1882 circa 80 Stück geliefert.

u. Die neuesten Locomotivbau-Anstalten sind »Hohenzollern, Actiengesellschaft für Locomotivbau« in Düsseldorf, 1873 gegründet, musterhaft für etwa 50 Locomotiven jährlich eingerichtet, und hat bis 1882 ca. 250 Stück geliefert.

v. Ferner die »Maschinenfabrik der Ungarischen Staatsbahn in Pest«. Dieselbe hatte ihre erste Locomotive (1873) in der Wiener Weltausstellung ausgestellt und will den Locomotivbau ferner auch für andere Bahnen betreiben.

deutschen Eisenbahn-Vereins noch 172 Locomotiven gebaut wurden, die auf der eignen Bahn in Verwendung kamen, es sind dies namentlich von den Werkstätten:

der Badischen Bahn 3, der Main-Neckar-Bahn 7, der Oldenburgischen Bahn 12, der Taunusbahn 7, der Westfälischen Bahn 18, der Württembergischen Staatsbahn 53, der Wilhelmsbahn 2, der Berlin-Potsdam-Magdeburger 8, der Köln-Mindener Bahn 4, der Magdeburg Halberstädter Bahn 11, der Braunschweigischen Bahn 1, der Kaiserin Elisabeth-Bahn 9, der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft 33 und des Grand Central Belge 4.

Werden sämmtliche bis Ende 1880 in Deutschland und Oesterreich gebauten Locomotiven zusammengerechnet, so ergiebt dies die Zahl von circa 22000 Stück, während 1880 die auf den deutschen Vereins-Bahnen in Betrieb befindlichen Locomotiven circa 15467 betragen, von diesen sind aber nach der deutschen Eisenbahn-Statistik 730 Stück aus englischen, belgischen und französischen Fabriken bezogen, so dass von dem 14737 Stück betragenden Ueberschuss der in den deutschen und österreichischen Werkstätten gebauten Locomotiven, nachdem die auf deutschen und österreichischen Bahnen bereits ausrangirten Locomotiven in Abzug kommen, circa 6000 deutsche Locomotiven fürs Ausland gebaut wurden und meist auf russische, rumänische, türkische, schweizerische und italienische Bahnen ausgeführt wurden.

§ 9. Die gegenwärtigen Locomotivfabriken.

Laufende Nr.	Firma der Fabrik	Ort	Zahl der bis jetzt gebauten Locomotiven	Jährliche Leistungsfähigkeit
	A. In Deutschland.			
1	A. Borsig	Berlin	3900	200—250
2	Vereinigte Elsässische Maschinenfabriken in Mülhausen (vormals Köchlin) u. Graffenstaden	Mülhausen und Graffenstaden (Elsass)	2700	200
3	Esslinger Maschinenfabrik	Esslingen (Württemberg)	2000	80—100
4	Hannoversche Maschinen-Bau-Actien-Gesellschaft (vormals Georg Egestorff)	Linden bei Hannover	1650	200—250
5	v. Maffei's Maschinenfabrik	Hirschau bei München	1450	80—100
6	Henschel & Sohn	Cassel	1450	150—200
7	Sächsische Maschinenfabrik (vormals Rich. Hartmann)	Chemnitz (Sachsen)	1250	100—120
8	Berliner Maschinenbau-Actiengesellschaft (vorm. L. Schwartzkopff)	Berlin	1200	120—150
9	Krauss & Co.	München und Linz	1095	150—180
10	Maschinenbaugesellschaft Karlsruhe	Karlsruhe	1050	50—70
11	Stettiner Actien-Gesellschaft »Vulkan«	Bredow bei Stettin	870	100
12	F. Wöhlert'sche Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei	Berlin	850	120—150
13	Schichau's Maschinenfabrik	Elbing	375	60—80
14	»Hohenzollern« Actiengesellsch. für Locomotivbau	Düsseldorf	250	40—50
15	Unionsgiesserei	Königsberg	200	30—50
16	Locomotivfabrik Hagans	Erfurt	150	30—50
17	Maschinenbau-Gesellschaft Heilbronn	Heilbronn in Württemberg	150	15—80
18	Maschinenfabrik und Eisengiesserei	Darmstadt	100	10—12
19	Harzer Werke zu Rübeland und Zorge	Zorge am Harz	80	8—10
20	J. Kernaul & Comp.	Giesing b. München	10	10—15

Laufende Nr.				
1				
2				
3				
4				
1				
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
1				
2	Bamal und Comp.	Mailand	10?	(Tramway-Locomt.
	G. In Grossbritannien.			
1	Robert Stephenson & Comp. (gegründet 1828)	New-Castle upon Tyne	2600?	80—100
2	Beyer, Peacock & Comp. . . .	Manchester . . .		
3	Sharp & Comp. (gegr. 1833) . .	Manchester . .		
4	Wilson & Comp.	Leeds		
5	Kitson & Comp.	Leeds	1900?	
6	J. Neilson & Comp.	Glasgow	1200?	

[11]) Ausserdem baute die Maschinenfabrik von Escher, Wyss & Comp. in Zürich bis zum Jahre 1867 circa 14 Locomotiven, sowie die internationale Gesellschaft der Bergbahnen in Aarau unter der Leitung von Riggenbach von 1875 bis 78 etwa 20 Zahnradlocomotiven, wie auch die Werkstätten der Nordost-Bahn in Zürich, der Vereinigten Schweizerbahnen in Rorschach und der Centralbahn in Olten zum Locomotivbau für den eigenen Bedarf eingerichtet sind, und letztere ebenfalls Zahnradlocomotiven für fremde Bahnen lieferte.

Nr.	Firma der Fabrik	Ort	Zahl der bis jetzt gebauten Locomotiven	Jährliche Leistungsfähigkeit
7	Dubs & Comp.	Glasgow		
8	R. & W. Hawthorn & Comp. (gegr. 1832)	New-Castle . . .		
9	Forester	Liverpool		
10	Fox, Walker & Comp.	Bristol	200	
11	Yorkshire engine Comp. . . .	Sheffield		
12	Stothert & Slaughter	Bristol.		
13	Worcester engine works. . . .	Worcester		
14	Canada works & Th. Brassey & Comp.	Birkenhead bei Liverpool . . .		
15	Manning, Wardle & Comp. . .	Leeds		
16	Henry Hughes & Comp..	Longborough. . .		
17	Lilleshall & Comp.	Shropshire		
18	Ruston, Procter & Comp. . . .	Incoln		
19	Vulcan Foundry	Newton		
20	Hudswell, Clarke & Comp. (gegründet 1860)	Leeds		
21	Fletcher, Jennings & Comp.. . .	Whitehaven . . .		
	H. In Russland.			
1	Russische Gesellschaft mechanischer und metallurg. Werke .	St. Petersburg . .	1000	80—100
2	Maschinenfabrik - Actien-Gesellschaft (früher Struwe)	Kolomna.	200	80—100
3	Sergey - Iwanowitsch - Malzower Maschinenfabrik u. Eisengiesserei (früher Demidoff) . . .	Ludinowo (Gouvernement Kaluga)	?	?
4	Werkstätte der St. Petersburg-Warschauer Eisenbahn . . .	St. Petersburg . .	10	4—5
5	Wotkin'sche Maschinen - Fabrik (früher Kamsche)	Wiatsches Gouvernement am Ural	?	?
	I. In den Nordamerikanischen Vereinigten Staaten.			
1	Baldwin, locomotive works (gegründet 1831)	Philadelphia . . .	lieferten 1873 = 437, 1879 = 398, 1880 = 517 u. 1881 = 555 Locomotiven.	600
2	Hinkley locom. works (gegr. 1839)	Boston Mass. . .		
3	Grant, locomotive works . . .	Paterson New-Jers.		
4	Danforth, locomot. and machine Comp.	Paterson New-Jers.		
5	Mason, machine works	Taunton Mass.. .		
6	Rogers, locomot. and machine works (gegr. 1831)	Paterson New-Jers.		300
7	Taunton, locomot. manufacturing comp. (gegr. 1846)	Taunton Mass.. .		
8	Rhode Island, locomotive works	Providence Rh. Isl.		
9	Schenectady, locomotive works	Schenectady New-Jers.		
10	Pittsburgh, locomotive et car works	Pittsburgh, Pa. .		
11	Manchester, locomotive works .	Manchester, New-Hampshire . . .		
12	H. K. Porter & Comp.	Pittsburgh, Pa. .		
13	National locomotive et machine works (Dawson & Barely) . .	Connelsville, Pa. .		
14	Brooks locomotive works . . .	Dunkirk New-Jers.		
15	Locomotive engine safety Truck Comp.	New-York		
16	Dickson manufacturing comp. .	Scranton and Wilkesbarre, Pa. .		
17	Vyoming Valley manufact. comp.	Wilkesbarre, Pa. .		

§ 10. Preis- und Beschaffungsverhältnisse der Locomotiven.[12] — Da die Preise der Locomotiven in den letzten Jahren ausserordentlich schwankten, so geben wir in Nachfolgendem eine kurze Zusammenstellung der officiellen Ergebnisse auf Locomotiven, welche vom März 1873 bis März 1874 seitens deutscher Bahnen zur öffentlichen Submission ausgeschrieben wurden und lassen hiernach die noch weit mehr gesunkenen Submissions-Ergebnisse des ersten Vierteljahres von 1882 folgen.

Wir begnügen uns mit der Angabe des niedrigsten Preises, indem die detaillirte Vorführung sämmtlicher Offerten, welche in jedem speciellen Falle erzielt wurden, für unseren Zweck als werthloser Ballast erachtet werden muss. In dieser Hinsicht muss auf die Originalberichte verwiesen werden, welche sämmtliche Offerten umfassen.

Die gegebene Uebersicht der sämmtlichen Submissions-Ergebnisse umfasst nach untenfolgender Tabelle 14 Bahnen, 30 Constructionstypen und 359 Locomotiven im totalen Beschaffungswerthe von beiläufig

20,467,380 Mark,

wobei wir bemerken, dass die für jede Lieferung besonders mit ausgeschriebenen Reservetheile nicht einbegriffen sind.

Es stellt sich demgemäss der Durchschnittspreis pro Locomotive (1873—1874) auf genau 57000 Mark, Tender und Inventar inbegriffen, ohne Reservetheile.

Wir fügen hinzu, dass die wechselnde Conjunctur der Tagespreise des Rohmaterials, der Arbeitslöhne etc. auf den Beschaffungspreis der Locomotive zwar notorisch influiren, jedoch verhältnissmässig in minderem Grade, als dies bei anderen industriellen Erzeugnissen der Fall ist. Je grösser die Zahl der Phasen wird, welche der Rohstoff bis zu seiner Vollendung durchläuft, um so verschwindender wird der Einfluss des Rohstoffpreises auf den Preis des Endproductes sich gestalten müssen.

Auf die Preismodification wirken ferner in gewissen Grenzen als bestimmende Elemente der Zahlungsmodus, etwaige Vorschussbewilligungen, die Lieferfristen, die Garantie-Verhältnisse, die Construction der Type und nächstdem — wie in allen Dingen — das bestehende Verhältniss zwischen Nachfrage und Angebot, — die sogenannte »Conjunctur«.

Der zwanzigjährige Durchschnitt (1855—1875) der Locomotivbeschaffungspreise bei grösseren Abschlüssen ist Fr. 1,60 c. pro Kilogr. Locomotive sammt Tender (Leergewicht). Die Grenzen liegen immer zwischen Fr. 1,50 und Fr. 2,00 (also 1500 bis 2000 Frcs. pro Tonne = 1000 Kilogramm).[13]

Die grösste Hausse, welche jemals constatirt wurde, zeigte die zweite Hälfte des Jahres 1872, nächstdem 1858. In beiden Jahren erreichte der Locomotivpreis Frcs. 2 pro Kilogramm. Die grösste Baisse (1868) liess ihn auf Fr. 1,50 herabsinken.

Nach dem Emporschnellen der Preise im August 1872 und dem längeren Verharren derselben auf der erreichten Maximalhöhe (die Hausse der Eisen- und Stahlpreise begann bereits im Winter 1870/71) herrscht seit 1875 wieder einmal ein Uebergangszustand, dessen Tendenz dem Minimum sich abermals zu nähern scheint.

---

12) Nach einer Zusammenstellung von Rich. Jacob im Cyclop 1874, Nr. 103.

13) In neuester Zeit (anfangs 1882) vergab die Alta Italia die Lieferung von 60 Locomotiven in Submission, woran sich deutsche, österreichische und englische Maschinenfabriken betheiligten. Maffei in München und die Chemnitzer Maschinenfabrik (vorm. Hartmann) erhielten den Zuschlag mit 1,32 Fr. pro Kilogramm für Vierkuppler und 1,40 Fr. für Achtkuppler, während die englische Firma Stephenson mit 2 Frcs. für Vierkuppler und 2,20 Frcs. für Achtkuppler am theuersten war.

Schon die Vergleichung der Offerten zu Anfang 1873 mit Anfang 1874 liefert einen sehr deutlichen Beweis dieser sinkenden Conjunctur, die mehrere tausend Thaler pro Locomotive beträgt und im nothwendigen Zusammenhange steht mit der gegenwärtigen Baisse der gesammten Eisenindustrie-Erzeugnisse, die ihrerseits wiederum Folge der allgemein eingetretenen Flauheit ist, welche als Ebbe, die auf jede Fluth folgen muss, nichts anderes als die naturgemässe Reaction der Hausse von 1872 bezeichnet.

Die Beschaffung der Locomotiven kann auf dreierlei Grundlage erfolgen:

1) Auf Grund der completten, seitens der Bahn in allen Details ausgearbeiteten Constructionspläne.

2) Auf Grund vorgeschriebener Hauptdimensionen und Gewichte, welche dem Fabrikanten behufs Ausarbeitung von Plänen zur Nachachtung übergeben werden, die der Direction zur Genehmigung resp. Modification vorzulegen sind.

3) Auf Grund einer vorgeschriebenen Leistung der Locomotive, wobei dem Fabrikanten ebenfalls die Ausarbeitung und Einreichung der zu genehmigenden Pläne überlassen wird.

Beim Generalunternehmersystem, welches die Abschlüsse meist unter der Hand bewirkt, ist der Modus sub 2) und 3) der gewöhnliche.

Modus 1) hingegen gilt für alle öffentlichen Bedarfsausschreibungen und muss als integrirender Bestandtheil des Systems bezeichnet werden, da bindende Offerten unter Caution und Garantie nur auf Grund detaillirter Constructionszeichnungen abgegeben werden können, die allen Concurrenten gleichmässig vorher zur Kostenveranschlagung vorgelegen haben müssen. Das Wesen der Submission ist also keineswegs nur die Oeffentlichkeit der Ausschreibung, sondern es besteht dasselbe vielmehr darin, dass die Preisabgabe sämmtlicher Concurrenten sich genau auf ein und denselben Gegenstand bezieht, bei dessen Fabrikation nicht die geringste Wahl bleibt.

Die Ergebnisse von Locomotiv-Submissionen deutscher Eisenbahnen, März 1873 bis März 1874.

Verwaltung	Gegenstand	Ort und Datum der Submission	Zahl der Submittenten	Niedrigste Offerte pro Locomotive mit Tender und Ausrüstungsgegenstände	Firma	Lieferort	Lieferzeit
	Maschinen:	1873.		Mark			
lassauische Eisenbahn	9 St. zweigekuppelte Personenz.-	Wiesbaden, 25. März	3	61350	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Wiesbaden	Juni 1874.
reslau-Freiburger E.	9 St. dreigekuppelte Güterzug-	Breslau, 16. April	5	68400	Dieselbe	Breslau	Decemb. 1874–März 1875.
ann.Staatsbahn	a. 20 St. zweigekuppelte Schnellzug-	Hannover, 21. April	12	65700	Dieselbe	Hannover	ab Mai 1874.
	b. 22 St. zweigekuppelte Personenz.-	- -	12	58350	F. Schichau. Elbing	Lehrte	August 1874—Februar 1875.
	c. 6 St. dreigekupp. Güterzug-	- -	8	63798	Kitson & Co. Leeds	Hull	ab April 1874 excl. Zoll.
	d. 21 St. zweigekuppelte Tender-	- -	9	66000	Vulcan, Act.-Ges. Stettin	Hannover	ab Octob. 1874.
				37800	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Dito	ab Mai 1874.
:eichseisenbahn.i.Els.-Lothringen	a. 54 St. dreigekuppelte Güterzug-	Strassburg, 8. Mai	20	64998	Kitson & Co. Leeds	Hull	do. excl. Zoll.
				66000	Henschel & Sohn. Cassel	Weissenburg	Septbr. 1874—März 1875.

Es treten uns in vorstehender Zusammenstellung demnach nur drei Locomotivcategorien entgegen, nämlich:

1) die dreiachsig gekuppelte Güterzugmaschine;
2) die zweiachsig gekuppelte Personenzugmaschine;
3) die Tendermaschine für Rangirzwecke;

je nach den verschiedenen Betriebszwecken. Die Schnellzugmaschinen gehören zu den Personenzugmaschinen und sind von diesen letzteren durch kein charakteristisches Kennzeichen unterschieden. Auf den allermeisten Bahnen wird übrigens die gewöhnliche Personenzugmaschine zum Betrieb der Schnellzüge mit Vortheil verwendet; wie denn andererseits die ausgeschriebenen »Schnellzugmaschinen« tagtäglich vor den gewöhnlichen Personenzügen benutzt werden. Im Preise ist nicht der mindeste Unterschied zwischen beiden Maschinencategorien zu constatiren.

Die im angegebenen Zeitraum stattgefundenen Preisfluctuationen wurden im Nachfolgenden zusammengestellt und für jede der 3 angezogenen Categorien gesondert aufgestellt:

I. Güterzugmaschine. Höchster Preis: 68400 Mark (März-April 1873).
Niedrigster Preis: 50220 Mark (März 1874).

II. Personenzugmaschine. Höchster Preis: 61350 Mark (März 1873).
Niedrigster Preis: 51000 Mark (März 1874).

III. Tendermaschine. Höchster Preis: 37800 Mark (März-April 1873).
Niedrigster Preis: 31750 Mark (März 1874).

Dabei wurden selbstverständlich die in der Zusammenstellung angegebenen Minimalofferten als maassgebend zu Grunde gelegt, ganz abgesehen davon, ob wirklich der Mindestfordernde den Zuschlag erhalten hat, da ja in den meisten Fällen die Auswahl unter den Concurrenten vorbehalten bleibt, mithin unter Umständen auch der Meistfordernde das Geschäft macht. Hiernach ist zugleich der Maassstab gegeben, mit welchem der Werth der Handhabung der sogenannten »öffentlichen« Submission in praxi zu bemessen sein dürfte.

Schliesslich folgt hier noch eine Zusammenstellung der geringen Zahl von Locomotiv-Submissionen aus dem ersten Quartal des Jahres 1882, welche nur ergeben, dass gegenwärtig die Locomotiv-Preise den niedrigsten Stand erreicht haben.

Laufende Nr.	Verwaltung	Gegenstand	Ort und Datum der Submission	Zahl der Submittenten	Niedrigste Offerte pro Locomotive mit Tender und Ausrüstungsgegenstände	Firma	Lieferort
			1882.		Mark		
1	Bergisch-Märkische Eisenb.	20 Stück Normal-Locomotiven	Elberfeld, 2 Januar	10	37450	Unionsgiesserei in Königsberg	Holzminden
2	Oberschlesische Eisenb.	5 Stück Güterzug-Locomotiven nebst compl. Tender	Breslau, 6 Januar	2 2	29395 7780	Hann. Masch.-Bau-Act. (Egestorff.)	Hannover Hannover
3	Dieselbe	9 Stück gekupp. Tender-Locomot. mit 3 Achsen.	6. Januar	2	28300	Henschel & Sohn Cassel	Cassel
4	Dieselbe	8 Stück gekuppelte Tender-Locomotiven mit 3 Achsen	6. Januar	2	28700	Derselbe	Cassel
5	Dieselbe	10 Stück Güterzug-Locomotiven mit 3 Achsen gekuppelt und 1 Satz Reserveachsen	Breslau, 27. Jan.	2	27500	A. Borsig	Berlin
6	Rechte Oder-Ufer-Eisenb.	10 Stück Normal-Güterzug-Locomotiven	Breslau, 11. Febr.	8	38450	Unionsgiesserei in Königsberg	Breslau
7	Reichs-Eisenb. in Els.-Lothringen.	12 Stück 3achsige Güterzug-Locomotiven	Strassb., 2. März	9	38375	Maschinenfabrik Esslingen	Strassb.

Literatur.

Anschaffungs- und Unterhaltungskosten eines Dampfwagens von Stephenson. v. Ehrenberg's Zeitschrift. III. Bd., p. 110. Polyt. Centralblatt 1848, p. 828.

Askenasy, Tabelle von Locomotivfabriken in Russland. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 27.

Muthmasslicher Bedarf an Locomotiven für die Eisenbahnen Europas innerhalb des nächsten Jahrzehnts. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867, p. 210.

Cugnot's erste (1770 gebaute) Locomotive. Compt. rend. 1851, p. 524—533.

Der erste amerikanische Dampfwagen in England. Civ. Eng. and Arch. Journ. II., p. 258. Polyt. Centralblatt 1839, p. 1020.

Heusinger von Waldegg, Die deutschen Locomotivfabriken. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 48.

Heusinger von Waldegg, Uebersicht der gegenwärtigen Locomotivfabriken und deren Leistungsfähigkeit in Deutschland und Oesterreich. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 103.

Heusinger von Waldegg, Die belgischen Locomotivfabriken. Organ f. Eisenbahnwesen 1868 p. 107.

Klein, L., Ueber die Dampfwagenmanufactur von Baldwin, Vail und Hufty in Philadelphia. Förster's Bauzeitung 1841, p. 271—275. Polyt. Centralblatt 1842, p. 591—597.

Locomotive, die erste, in Amerika. Dingler's Journal, 147. Bd., p. 234.

Tod des ersten amerikanischen Locomotivfabrikanten. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 35. (American Artican, 19. Sept. 1866.)

Der Locomotivbau in Frankreich. The Engineer 1865 vom 27. Januar. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 133 u. 175.

Der Locomotivbau in Russland. Nordische Presse 1870 Decbr. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 84.

Der Locomotivbau in Sachsen. Eisenbahnzeitung 1848, p. 197.

Der Locomotivbau in der Maschinenfabrik von Rich. Hartmann in Chemnitz. Polyt. Centralbl. 1850, p. 1144—1147.

Ueber den Locomotivbau in Amerika und Abbildung einer Locomotive von Durham in New-York. Le Technologiste 1845, Bd. VI, p. 372—376.

Amerikanische Locomotiven, die durchschnittlichen Kosten derselben. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 791.

Locomotiven, Zahl derselben auf englischen Bahnen. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 28. (Practical Mechanic's Journal 1866, p. 320.)

von Loeben, P., Einige Daten über den Bau von Locomotiven. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1867, p. 599. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 79.

von Loeben, P., Bemerkungen über Locomotivbau. Organ f. Eisenbahnwesen 1876, p. 26.

Mohr, G., Ueber den Locomotivbau in Amerika. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, p. 283. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 41.

Nowotny, Ueber Borsig's und Hartmann's Locomotiven. Scheffler's Organ 1858, p. 47—50

Rühlmann, Mor., Beitrag zur Geschichte des deutschen Locomotivbaues, nebst einem Anhang den gegenwärtigen Zustand der vorzüglichsten Locomotivfabriken Deutschlands betreffend. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 161.

Schilff, B., Ueber Borsig's und Hartmann's Locomotiven. Scheffler's Organ 1858, p. 47—90.

Stephenson's Dampfwagen auf der Liverpool-Manchester Bahn. Edinb. Philos. Journal 1835, Apr., p. 322. Polyt. Centralblatt 1835, p. 420—424.

von Weber, M. M., Die Geographie der Locomotivconstruction. Deutsche Rundschau von Rodenberg 1875, 7. Heft, p. 78.

Wöhler, Den Locomotivbau betreffend. Erbkam's Zeitschrift f. Bauwesen 1864, p. 447. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 79.

Welche Zeit erfordert die Montirung einer Locomotive? Uhland's Maschinenconstructeur 1882, p. 160. Organ f. Eisenbahnwesen 1882, p. 189.

Sachregister.

Autoren-Register.

Druck von Breitkopf und Härtel in Leipzig.